

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

621.4
УДК

С.В.Цанев, В.Д.Буров, А.Н.Ремезов

**ГАЗОТУРБИННЫЕ
И ПАРОГАЗОВЫЕ
УСТАНОВКИ
ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**



Вичев Игорь Степанович

кандидат технических наук, профессор кафедры
тепловых электрических станций Московского
энергетического института,
автор более 100 печатных трудов



Буров Валерий Дмитриевич

кандидат технических наук, доцент, заместитель
заведующего кафедрой тепловых электрических станций
Московского энергетического института,
научный руководитель лаборатории
«Газотурбинные и парогазовые ТЭС»,
автор более 140 печатных трудов



Ремезов Александр Николаевич

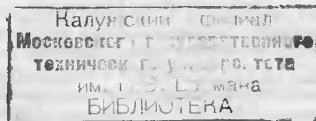
кандидат технических наук,
генеральный директор «Мосгорэнерго»,
автор более 40 печатных трудов

С.В.Цанев, В.Д.Буров, А.Н.Ремезов

ГАЗОТУРБИННЫЕ И ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Под редакцией С.В.Цанева

Допущено Учебно-методическим объединением
по образованию в области энергетики и электротехники
в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по направлению 650800 «Теплоэнергетика»,
специальности 100500 «Тепловые электрические станции»
по дисциплинам «Парогазовые и газотурбинные установки
электростанций» и «Тепловые и атомные электрические станции»



Москва

Издательство МЭИ

2002

188984

УДК 621.438 + 621.311.22.002.5

ББК 31.373 + 31.363

Ц 163

Федеральная программа книгоиздания России

Рецензенты: член-корреспондент РАН Л.С. Попырин и кафедра промышленной теплоэнергетики Санкт-Петербургского государственного технического университета (зав кафедрой профессор В.М. Боровков)

Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н.

Ц 163 Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов / Под ред. С.В. Цанева — М.: Издательство МЭИ, 2002. — 584 с., ил.

ISBN 5-7046-0739-X

Изложены основы теории газотурбинных и парогазовых установок электростанций. Значительное внимание уделено особенностям их конструкции и составу тепловых схем, методам повышения КПД производства электроэнергии и экономии топлива. Дана классификация тепловых схем различных типов парогазовых установок, приведены методики расчета показателей их экономичности. Особое внимание уделено факторам, влияющим на режимы и показатели работы газотурбинных и парогазовых установок, способам регулирования отпуска электрической и тепловой энергии. Рассмотрены вопросы улучшения экологических параметров установок.

Для студентов энергетических вузов в качестве учебного пособия, может быть полезна научным сотрудникам, инженерам, персоналу электростанций.

УДК 621.438 + 621.311.22.002.5

ББК 31.373 + 31.363

Учебное издание

**Цанев Стефан Васильевич, Буров Валерий Дмитриевич,
Ремезов Александр Николаевич**

**ГАЗОТУРБИННЫЕ И ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

Учебное пособие для вузов

Редактор *Т.Н. Платова*

Художественный редактор *А.Ю. Землеруб*

Технический редактор *З.Н. Ратникова*

Корректоры *В.В. Сомова, Е.П. Севостьянова*

Набор и верстка выполнены на компьютерах Издательства МЭИ

Компьютерная верстка *О.А. Беспаловой*

ЛР № 020528 от 05.06.97

Подписано в печать с оригинала-макета 27.12.02.

Формат 70×100 1/16

Бумага офсетная

Гарнитура Таймс

Печать офсетная

Усл. печ. л. 46,8

Усл.-кр. отт. 46,8

Уч.-изд. л. 46,2

Тираж 2000 экз.

Заказ 674

С-006

Издательство МЭИ, 111250, Москва, Красноказарменная ул., 14.

Отдел реализации: 361-16-81, e-mail: publish@mpei.ru.

Отпечатано в ОАО «Типография «Новости»

105005, Москва, ул. Фр. Энгельса, 46.

ISBN 5-7046-0739-X

© Авторы, 2002

ПРЕДИСЛОВИЕ

Перспективное направление развития энергетики связано с газотурбинными (ГТУ) и парогазовыми (ПГУ) энергетическими установками тепловых электростанций. Эти установки имеют особые конструкции основного и вспомогательного оборудования, режимы работы и управления.

В последние годы были усовершенствованы методы расчета тепловых схем и элементов ГТУ и ПГУ с применением математического моделирования и компьютерной техники. В настоящее время значительное внимание уделяется прогрессивным технологиям сжигания топлива в камерах сгорания ГТУ и улучшению экологических показателей установок. При создании газовых турбин используются новые материалы, улучшаются системы охлаждения их элементов, применяются конструктивные схемы с повышенными значениями давления воздуха после компрессоров, с его промежуточным охлаждением, промежуточным перегревом газов в газовых турбинах, используются регенеративные циклы и схемы с впрыском пара и воды в ГТУ.

Постоянно совершенствуется паровой цикл ПГУ, осуществляется переход к двухконтурным и трехконтурным котлам-утилизаторам с промежуточным перегревом пара. Для стабилизации параметров и повышения мощности установок используется дожигание топлива. Схемы применяемых ПГУ различаются как по составу, так и по технологическому процессу. В отличие от паросиловых установок ГТУ и ПГУ характеризуются значительной чувствительностью к изменению параметров наружного воздуха, что обнаруживается при анализе их показателей.

Многочисленные публикации посвящены ГТУ различного назначения, используемым в авиации, наземном и морском транспорте, на газоперекачивающих станциях. В последние годы значительно возрос интерес к энергетическим ГТУ и ПГУ, их особенностям и работе на электростанциях. Парогазовые установки на природном газе — единственные энергетические установки, которые в конденсационном режиме работы отпускают электроэнергию с КПД нетто более 58 %.

В научно-исследовательской лаборатории «Газотурбинные и парогазовые ТЭС» кафедры тепловых электрических станций Московского энергетического института (технического университета) разработаны методические основы дисциплины «Газотурбинные и парогазовые установки электростанций», читаемой авторами студентам старших курсов. Под руководством авторов разработаны методики, алгоритмы и программные средства расчета и оптимизации тепловых схем и показателей ГТУ и ПГУ ТЭС и их элементов.

Предлагаемое вниманию читателей учебное пособие обобщает и систематизирует разработки в основных областях применения ГТУ и ПГУ на ТЭС. В написании учебного пособия кроме авторов принимали участие А.С. Осыка (§ 5.3, 5.6) и Н.Г. Кузнецов (§ 7.5).

Авторы выражают глубокую благодарность рецензентам — чл.-корр. РАН, доктору техн. наук, проф. Л.С. Попырину и сотрудникам кафедры про-

мышленной теплоэнергетики Санкт-Петербургского государственного технического университета (зав. кафедрой доктор техн. наук, проф. В.М. Боровков), а также главному инженеру ГРЭС-3 ОАО «Мосэнерго» канд. техн. наук А.С. Осыке, высказавшим ряд замечаний и советов, которые авторы с благодарностью и пониманием приняли.

Авторы приносят благодарность сотрудникам научно-исследовательской лаборатории «ГТУ и ПГУ ТЭС» кандидатам техн. наук С.Н. Дорофееву, Б.В. Конакотину, А.П. Дудко, научным сотрудникам В.Е. Торжкову, М.А. Соколовой, А.А. Дудолину, Н.А. Степаиовой, О.В. Бибиковой за помощь при подготовке книги. Глубокую признательность выражают авторы и сотрудникам РАО «ЕЭС России», Всероссийского теплотехнического института, канд. техн. наук, глав. инженеру Мосэнергопроекта П.Ф. Куликову, представительств зарубежных фирм Siemens (проф. доктору техн. наук Ахиму Зауэру), Alstom, General Electric и других за консультации и предоставленные материалы.

Замечания и пожелания по содержанию учебного пособия следует направлять по адресу: 111250, Москва, ул. Красноказарменная, д. 14, Издательство МЭИ.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Движущая сила теплоты не зависит от агентов, взятых для ее развития; ее количество исключительно определяется температурами тел, между которыми, в конечном счете, производится переиос теплорода.

Сади Карно, 1824 г.

Уровень культуры человечества определяется во многом созданием и использованием источников энергии, которая многократно увеличивает возможности людей. В развитых странах в расчете на одного жителя приходится более 10 кВт·ч энергии всех видов, что в 100 раз больше мускульной мощности человека. Это обстоятельство подчеркивает важность познания процессов получения и хранения, преобразования и передачи энергии. Источники ныне широко используемого органического топлива — угля, нефти, природного газа — практически невозполнимы. Их энергия накапливалась миллионы лет, а мы ее расходуем за считанные столетия.

Опасность глобального энергетического кризиса осознана человечеством, и поэтому энергетическая проблема для техники и науки имеет приоритетный характер. В ведущих странах отпускаются большие средства на научно-технические исследования.

Мечта изобрести двигатель, который смог бы работать вечно, «как вечно и неостановимо движение небесных светил», многие века владела умами человечества. Упорные поиски не прошли даром. В 1769 г. английский естествоиспытатель Джеймс Ватт получил патент на изобретенную им паровую машину — первый тепловой двигатель. Международная метрическая система единиц (СИ) увековечила его имя, и с 1960 г. мощность выражается в ваттах.

Французский инженер Сади Карно в 1824 г. в своей книге «Размышления о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу» доказал невозможность полного превращения теплоты в работу и, следовательно, указал на невозможность создания вечного двигателя. Позже, в 1850 г. физик Р. Клаузиус вывел формулу термического КПД теплового двигателя, ставшего символом зарождающегося индустриального мира, превращавшего тепло в движение ценой необратимых потерь энергии.

Паровые машины работали на паре, получаемом в паровых котлах, сжигающих уголь или дрова. Всего полтора столетия назад нефть считалась не более чем липкой жидкой грязью, мешающей следобытчикам. Они закрывали испорченные ею солевые колодцы. Сегодня нефть называют кровью земли. Исследования ученого Бенджамина Силлимэна и предприимчивость

военного Эдвина Дрейка доказали, что нефть обладает свойствами горючего и смазки и ее можно добывать бурением скважин в земле. Первая в мире промышленная нефтяная скважина была пробурена в Азербайджане компанией, принадлежавшей братьям Нобильям.

Решающим изобретением в области энергетики стали разработанные Н. Тесла генератор переменного тока и трансформатор напряжения — ключевые элементы всех электроэнергетических систем. Свои права на изобретение он передал Д. Вестингаузу, фирма которого первой построила электростанцию для генерации переменного тока и линии электропередачи.

Электрическая энергия не сразу была признана. Художники утверждали, что электрический свет мешает видению их картин, знатные дамы — что он придает мертвенность их лицам, многие жаловались на резь в глазах. В итоге победил здравый смысл.

[В любой стране энергетика является базовой отраслью экономики. От ее состояния и уровня развития зависят соответствующие темпы роста других отраслей хозяйства, стабильность их работы и энерговооруженность. Энергетика создает предпосылки для применения новых технологий, обеспечивает наряду с другими факторами современный уровень жизни населения страны. Вместе с тем она оказывает заметное влияние на окружающую среду, являясь одним из основных потребителей первичных энергоресурсов — органического и ядерного топлива, гидроресурсов. Имеют место значительные выбросы теплоты, продуктов сгорания топлива, шумовые воздействия, которые вредно влияют на человека и окружающую природу.

Во всех странах отмечается непрекращающийся рост производства электроэнергии (табл. В.1 и В.2). Энергопотребители всего мира прогнозируют в ближайшие 30 лет удвоение электрогенерирующих мощностей. Добыча угля в 2020 г. достигнет $7 \cdot 10^9$ т, а природного газа 4 трлн м³ в год. Доля АЭС в энергетике немного снизится, но общий объем производства электроэнергии на АЭС возрастет. Хорошо просматривается перспектива доминирующего производства электроэнергии на тепловых электростанциях, сжигающих органическое топливо.

Все большее значение приобретает создание мирового рынка электроэнергии, где импортеры смогут покупать электроэнергию по цене ниже собственных тарифов, а экспортеры реализовывать возможности электрогенерирующих мощностей, превышающих собственные потребности в отдельных регионах и странах. В зависимости от времени суток и года могут быть реализованы льготные тарифы продажи и потребления электроэнергии.

Технический прогресс в электроэнергетике развитых стран характеризуется следующими основными направлениями:

- созданием высокоэкономичных энергоблоков с суперкритическими параметрами пара для работы по определенному графику нагрузки с возможно более полной автоматизацией технологического процесса;

- повышением экономичности и совершенствованием структуры топливно-энергетического баланса;

Таблица В.1. Изменение выработки электроэнергии в мире

Показатель	1990 г.	2000 г.	2010 г.
Выработка электроэнергии суммарная, млрд кВт·ч	11 900	15 100	19 500
Доля общей выработки по ЭС, %:			
АЭС	17	16	14
ТЭС на газе	14	19	23
ТЭС на мазуте	12	10	9
ТЭС на угле и прочих видах топлива	38	37	36
ГЭС и ЭС на других, возобновляемых, источниках энергии (ВИЭ)	19	18	18
Выработка ЭЭ по регионам, %:			
Западная Европа	20	19	18
Восточная Европа	18	13	12
Азия и Австралия	21	28	34
Америка	36	34	30
Средний Восток и Африка	5	6	6
Установленная мощность ЭС в мире, ГВт, всего	2830	3580	4450
В том числе, %:			
АЭС	12	11	10
ТЭС на газе	17	20	22
ТЭС на мазуте	15	14	13
ТЭС на угле и прочих видах топлива	33	32	32
ГЭС и ЭС на других видах ВИЭ	23	23	23

снижением удельных капитальных затрат при производстве электрической и тепловой энергии;

высокой надежности защиты окружающей среды от вредного воздействия электростанций.

Третья часть мирового объема энергетических проектов и контрактов сосредоточена в Европе и достигает $50 \cdot 10^9$ долл. США. Лидерами в этой области в Европе являются компании Siemens (Германия) и Alstom (Великобритания). В Европе существует шесть соединенных между собой энергетических систем:

а) единая энергетическая система (UPS) — сети ЕЭС России и Восточной Европы;

б) соединенные между собой энергосистемы Восточной Европы (IPS) — сети Центральной и Восточной Европы;

в) объединенные по координации производства и передачи электроэнергии (UCPTE) сети Западной Европы;

г) организация по энергетическому сотрудничеству стран европейского севера (NORDEL) — сети скандинавских государств;

Таблица В.2. Производство электроэнергии в развитых странах мира, млрд кВт·ч

Страна	1990 г.	1995 г.	2000 г.	2005 г.	2010 г.
Канада	482,03	560,70	595,95	635,00	693,45
США	3197,27	3280,00	3572,00	3867,00	4112,00
Австрия	50,41	52,60	57,00	62,40	69,40
Бельгия	70,85	74,80	76,00	81,75	87,20
Дания	25,76	35,20	41,00	43,20	41,90
Финляндия	54,38	67,40	80,30	86,70	94,30
Франция	420,16	474,90	526,00	528,50	552,50
Германия	549,88	510,00	534,00	550,00	573,00
Ирландия	14,52	16,80	17,60	20,20	23,50
Италия	216,89	232,40	285,40	354,60	405,10
Нидерланды	71,87	86,10	94,60	100,00	103,50
Швеция	146,51	148,30	155,80	158,00	160,20
Великобритания	319,00	336,50	382,90	411,70	499,80
Болгария	42,14	39,50	46,20	49,00	52,00
Чехия	62,56	57,38	63,24	65,00	66,80
Венгрия	28,41	34,67	37,65	41,69	45,71
Польша	136,31	142,30	165,10	187,95	214,00
Румыния	63,77	66,70	81,50	97,30	125,00
Россия	1082,15	940,00	1050,00	1160,00	1210,00
Украина	298,48	193,60	208,90	240,20	265,30
Исландия	4,51	4,65	4,77	5,12	5,47
Израиль	20,90	26,82	35,85	46,51	56,85
Швейцария	55,79	58,22	61,38	62,69	63,46
Турция	57,54	88,38	139,28	207,06	307,97

д) CENTREL — сети, соединяющие энергосистемы и сети Польши, Венгрии, Чехии и Словакии;

е) энергетическая система сетей Великобритании, связанная кабелем через пролив Ла-Манш с континентом и соединяющая сети Англии и Франции.

Важными факторами при оценке эффективности работы отдельных энергосистем служат себестоимость отпуска электроэнергии, удельные затраты на различные виды электрогенерирующего оборудования и сроки ввода различных объектов энергетики в эксплуатацию. Учет этих факторов осуществляется при расширении энергосистем и появлении новых генерирующих мощностей.

Себестоимость отпуска электроэнергии в мире, цент/(кВт·ч)

Угольная ТЭС	2,4—3,3
Парогазовая установка (ПГУ) на природном газе	1,6—2,55
АЭС с реакторами ВВЭР-1000	1,8—3,24
Когенерационные установки	1,2—2,8

Удельные затраты на различные виды электрогенерирующего оборудования в мире (2000—2010 гг.)

Технология, используемая для производства электроэнергии	Удельные капитальные вложения, долл. США/кВт
ГТУ, дизельные электростанции	325
Комбинированный цикл (ПГУ)	535
ТЭС	1150—1470
Усовершенствованные ТЭС	1350—1600
Котлы с циркулирующим кипящим слоем под давлением	1340—1370
Котлы с циркулирующим кипящим слоем при атмосферном давлении	1370—1400
Циклы с газификацией топлива (угля).	1435—1450
АЭС	1500—2500
Волновые установки берегового типа	4800
Приливные электростанции	1840—3680
ГЭС большой мощности	1840—2760
ГЭС малой мощности	1150—3450
Геотермальные ТЭС обычного типа	1150—1720
Геотермальные ТЭС бинарного типа	1440—1720
Ветровые электростанции берегового типа	1200
Солнечные электростанции (СЭС)	3220
Установки на биомассе	1700—2760
Когенерационные установки	400—800

Срок ввода объектов энергетики в эксплуатацию

Тип установок	Продолжительность строительства, год
Паросиловые ТЭС	6—8
ПГУ	1—3
АЭС	7—10
Когенерационная установка	0,5—2

Биотопливная энергетика, несмотря на наличие огромного количества органических отходов, представлена лишь опытными образцами по производству биогаза. В России существует опыт эксплуатации ГеоТЭС, но при их работе возникает ряд проблем: поступление большого количества минеральных солей из недр вместе с теплоносителем (водой), попадание большого количества низкопотенциальной теплоты в верхние оболочки биосферы, образование гидроразрывов и каверн в глубинах земли из-за отбора теплоты и возникновения напряжения в земных породах.

Солнечные и ветровые энергетические установки имеют неоспоримые экологические преимущества, однако они зависят от сезонных и суточных колебаний, а также от изменений погоды.

Ядерная энергетика многими специалистами рассматривается как одна из основных составляющих российской энергетики. Около 17 % мировой электроэнергии, вырабатываемой на АЭС, спасают нашу планету от 2,3 млрд т выбросов парниковых газов. Вместе с тем полностью не разрешены вопросы размещения, переработки и захоронения ядерных отходов. Важной проблемой являются вывод из эксплуатации и консервация энергобло-

ков АЭС, отслуживших свой ресурс. Выполнение этих работ потребует дополнительных инвестиций в размере от 30 до 100 % сумм, первоначально затраченных на создание АЭС. При расчете себестоимости электроэнергии, выработанной на АЭС, это обстоятельство необходимо учитывать.

Российская Федерация участвует в международных соглашениях по охране окружающей среды. На Европейском континенте нормы выбросов золы на любой ТЭС не должны превышать 50 мг/м^3 , тогда как фактические концентрации золы в выбросах некоторых ТЭС значительно выше. При сжигании 1 т условного твердого топлива выбрасывается 780 кг углекислого газа, при сжигании мазута более 520 кг, природного газа примерно 370 кг. Следовательно, переход на природный газ в энергетике позволит радикально снизить выбросы углекислого газа в атмосферу. Сокращению выбросов способствует и повышение эффективности технологических процессов производства электрической и тепловой энергии. Лучшие паросиловые блоки с сверхкритическими параметрами пара и его двойным промежуточным перегревом позволяют вырабатывать в конденсационном режиме электроэнергию с КПД нетто 44—46 %. Конденсационные парогазовые энергоблоки с котлами-утилизаторами (КУ) вырабатывают электроэнергию с КПД нетто, достигающим 58—60 %. Существенно отличаются при этом удельные затраты на возмещение экологического ущерба от ТЭС различного типа:

Тип электростанции	Удельные приведенные затраты на возмещение экологического ущерба, цент/(кВт · ч)
Парогазовые установки ТЭС	2,0
Газомазутные ТЭС с паросиловыми установками	3,1
Угольные ТЭС с паросиловыми установками	4,1

Промышленное развитие энергетики как отрасли экономики началось с создания системы переменного тока (1886 г.), соответствующего оборудования для генерации электрической энергии, трансформации напряжения и переноса электроэнергии на значительные расстояния. Параллельно строились тепловые и гидравлические станции для производства электроэнергии. Сегодня на ТЭС подавляющее большинство генераторов электрического тока имеет турбинный привод. Паросиловые установки с паровыми турбинами производят до 80 % электроэнергии в Российской Федерации.

В конце XIX в. Густав Лаваль (Швеция) и Чарльз Парсонс (Англия) создали первые промышленные паровые турбины. Постоянно совершенствуя, их применяют и до настоящего времени, повышая параметры пара и единичную мощность паросиловых установок.

В начале XX в. были построены первые газотурбинные установки (ГТУ) П.Д. Кузьминским (в России), Штольце в Германии, Арменго и Лемалем во Франции. В 1939 г. швейцарская фирма «Браун—Бовери» создала первую энергетическую ГТУ, испытанную А. Стодолой.

Термодинамический цикл Рейкина — основа технологического процесса паротурбинных установок ТЭС. В начале XX века передовые установки этого типа работали с начальными параметрами пара 9 МПа и 535°C , средняя температура подвода теплоты в цикл, эквивалентный циклу Карно, составляла 317°C . В настоящее время большинство паросиловых установок имеют начальные параметры пара 24 МПа, 540°C с промежуточным перегревом

при 540 °С, а средняя температура подвода теплоты в цикл не превышает 400 °С. Невысокий темп роста этой средней температуры (70 °С за столетие) связан с технологическими сложностями и повышенными требованиями к конструкционным материалам при изготовлении котельного и турбинного оборудования, особенностями использования рабочего тела (водяного пара). Необходимо отметить, что для пара сравнительно просто решается задача снижения его средней температуры при отводе теплоты из цикла при соответствующей температуре циркуляционной воды.

Применение газа в газотурбинных энергетических установках (ГТУ) существенно упрощает задачу повышения средней температуры рабочего тела при подводе теплоты в цикле Брайтона. Вместе с тем значительно сложнее снизить температуру газа при отводе теплоты из цикла, которая имеет тенденцию к увеличению.

В истории теплотехники можно заметить своеобразное «соединение» между паровыми и газовыми установками и их термодинамическими циклами. Отсутствие соответствующих технологий в прошлом не позволяло использовать продукты сгорания в качестве рабочего тела, и водяной пар применялся как промежуточное рабочее тело. Параллельное развитие газовых и паровых циклов, однако, не привело к их антагонизму. Напротив, наметилась тенденция максимально использовать их положительные свойства, создав *комбинированную парогазовую установку*. В ней теплота выходных газов ГТУ используется почти полностью в нижней паровой части объединенного цикла Брайтона—Ренкина, что значительно повышает экономичность ПГУ.

Опытные парогазовые установки появились в начале XX в. Их создание связано с именами П.Д. Кузьминского (Россия), Хольцварта, Шюле (Германия), А.Н. Ложкина (ЦКТИ, Россия) и специалистами фирмы «Браун—Бовери» (Швейцария).

В 60-х годах XX в. начался бурный рост и практическое осуществление целого ряда парогазовых установок (фирмы General Electric и Westinghaus, США, АБВ, Швейцария—Швеция, Siemens, Германия, Alstom, Великобритания и др.). Мощность парогазовых установок составляет от 5 до 700 МВт при КПД производства электроэнергии в конденсационном режиме 50—60 %. Это единственные конденсационные ТЭС с такими высокими энергетическими показателями.

В парогазовых установках теплота подводится к рабочему телу (газу) при высокой температуре продуктов сгорания органического топлива, а отвод теплоты происходит в области низких температур конденсации водяного пара. В идеальном обратимом цикле Карно парогазовой установки изобарный процесс отвода теплоты в газовой части максимально приближен к изобарному процессу подвода теплоты к паровой части ПГУ. Определенный подбор количества рабочих тел и применение сверхкритического давления пара позволяют получить идеальный цикл газового и парового рабочих тел, соответствующий обратимому циклу Карно (рис. В.1).

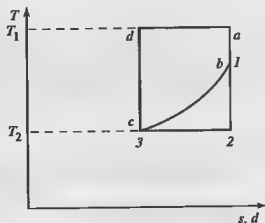


Рис. В.1. Обратимый цикл Карно в координатах $T-s, d$ двух рабочих тел (газ—водяной пар)

Термический КПД такого цикла зависит от температуры рабочего тела при подводе теплоты к газовой части ПГУ T_1 и отвода теплоты от ее паровой части T_2 :

$$\eta_{\text{т}}^{\text{ПГУ}} = 1 - T_2/T_1. \quad (\text{В.1})$$

При температуре окружающей среды 15°C и начальной температуре газов 1000 и 1400°C предельное значение термического КПД ПГУ составит соответственно $77,4$ и $82,8\%$.

Реальные циклы ПГУ отличаются от идеальных рядом особенностей, среди которых можно отметить возрастание энтропии в процессах сжатия и расширения рабочих тел, возможность теплообмена лишь при наличии температурного напора, ограниченное число ступеней подвода теплоты к газовой части ПГУ и др.

В энергетике реализован ряд тепловых схем ПГУ, имеющих свои особенности и различия в технологическом процессе. Ниже рассмотрены примеры простейших тепловых схем ПГУ и их термодинамические циклы в T, s -диаграмме.

Наибольшее распространение получили ПГУ с котлом-утилизатором (рис. В.2). В них выходные газы ГТУ направляются в котел-утилизатор, где значительная часть теплоты (процесс 4—5) передается пароводяному рабочему телу и генерируется перегретый пар, который поступает в паровую турбину. В итоге общая электрическая мощность ПГУ

$$N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = N_{\text{г}}^{\text{э}} + N_{\text{п}}^{\text{э}},$$

где $N_{\text{г}}^{\text{э}}$ и $N_{\text{п}}^{\text{э}}$ — электрические мощности газовой и паровой ступеней установки, увеличивается по отношению к электрической мощности ГТУ на 40 — 50% , соответственно возрастает экономичность всей установки. Потеря теплоты с выходными газами ограничивается только площадью $1'-1-5-5'$. Для максимальной утилизации теплоты этих газов в котле-утилизаторе поддерживают минимальные значения температурных напоров Θ_1 и Θ_2 , при этом температура уходящих газов котла колеблется в диапазоне 80 — 140°C (при работе на природном газе). Имеет место равенство тепловых потоков, эквивалентных площадям $5'-b-c-d-e-f'$ и $5'-5-4-4'$, что определяет относительный расход пара, кг/кг:

$$d = \frac{D_{\text{п}}}{G_{\text{г}}} = \frac{c_{\text{пр}}(T_4 - T_5)}{h_{\text{е}} - h_{\text{а}}}, \quad (\text{В.2})$$

где $D_{\text{п}}$ — абсолютный расход пара; $G_{\text{г}}$ — масса газа; $c_{\text{пр}}$ — удельная теплоемкость газа при постоянном давлении p .

Уменьшение потерь теплоты с уходящими газами котла-утилизатора $q_2^{\text{г}}$ и в конденсаторе ПТУ $q_2^{\text{п}}$, а также увеличение удельного расхода пара повышает экономичность ПГУ.

Электрический КПД ПГУ брутто с КУ можно определить по формуле

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{г}}^{\text{э}} + N_{\text{п}}^{\text{э}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}}}, \quad (\text{В.3})$$

где $Q_{\text{г}}^{\text{с}}$ — теплота сгорания сжигаемого в камере сгорания ГТУ топлива, кВт.

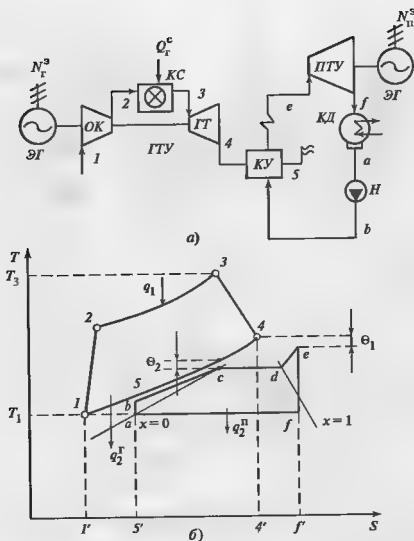


Рис. В.2. Простейшая тепловая схема (а) и цикл Брайтона—Ренкина в T, s -диаграмме (б) ПГУ с КУ

ОК — осевой компрессор; КС — камера сгорания; ГТ — газовая турбина; ЭГ — электрогенератор; ГТУ — газотурбинная установка; КУ — котел-утилизатор; ПТУ — паротурбинная установка; КД — конденсатор; Н — насос; N_r^3 , N_n^3 — электрические мощности ГТУ и ПТУ; Q_r^c — теплота сжигаемого в ГТУ топлива, Θ_1 , Θ_2 — недогревы среды; q_1 — удельное количество подводимой в ГТУ теплоты, q_2^n , q_2^r — удельное количество отводимой теплоты соответственно в конденсаторе с паром и в атмосферу с газами

// В определенных случаях в целях стабилизации параметров рабочих тел в рассмотренной выше ПГУ и увеличения ее мощности в схеме, представленной на рис. В.2, можно применить дожигание топлива в среде выходных газов ГТУ на входе КУ (рис. В.3). Для ПГУ с КУ и дожиганием топлива электрический КПД определяется из соотношения

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \frac{N_r^3 + N_n^3}{Q_r^c + Q_d^c}, \quad (\text{В.4})$$

где Q_d^c — теплота сгорания топлива, дополнительно сжигаемого в камере дожигания перед КУ, кВт.

Выходные газы ГТУ представляют собой горячий воздух, забалластированный продуктами сгорания топлива. Это связано с формированием в камере

в возможности обеспечить автономный режим работы газовой и паровой частей установки. Ее электрический КПД можно определить по формуле

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{г}}^{\text{э}} + N_{\text{п}}^{\text{э}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}} + Q_{\text{п}}^{\text{с}}} \quad (\text{В.5})$$

IV Парогазовые установки с параллельной схемой работы (рис. В.5) в последние годы применяют достаточно часто. Выходные газы ГТУ направляются в КУ, где генерируется перегретый пар высокого или среднего давления. Пар поступает в головную часть паровой турбины либо в горячую иитку промежуточного перегрева. В обоих случаях он смешивается с паром, генерируемым в энергетическом паровом котле. Паровую нагрузку котла при этом несколько снижают, поддерживая номинальную или максимально возможную нагрузку паровой турбины. В хвостовой части КУ ГТУ размещают теплообменники, в которые подается часть основного конденсата и питательной воды ПГУ для снижения температуры уходящих газов. Значительным преимуществом установки является возможность достаточно просто перейти к автономной работе газовой и паровой частей ПГУ, которые связаны между собой только трубопроводами пара и воды, для этого достаточно перекрыть клапаны I, VI и VII. Установка дает дополнительную возможность работы по схеме ПГУ с КУ при отключенном энергетическом котле. При этом закрывают клапаны II—IV, VII и IX, а открытыми остаются клапаны I, V, VI и VIII. В этом режиме паровая турбина работает только на паре, генерируемом в КУ, а ее нагрузка соответственно занижена.

Преимущество ПГУ с параллельной схемой заключается в возможности сжигать в энергетическом паровом котле органическое топливо любого вида по обычной схеме. Электрический КПД ПГУ можно определить по формуле (В.5).

V Подобный технологический процесс реализован в ПГУ с полузависимой схемой работы (рис. В.6). Как и в предыдущем случае, за ГТУ устанавливают КУ. Теплота выходных газов газовой турбины утилизируется в теплообменниках высокого (ТО-ВД) и низкого давления (ТО-НД), куда поступают часть питательной воды после питательных насосов и часть основного конденсата обычно после одного ПНД паротурбинной установки. В этой ПГУ также легко осуществить переход к автономной работе газовой и паровой частей установки, а в энергетическом паровом котле можно сжигать органическое топливо любого вида. Охлаждение выходных газов ГТУ (с T_4 до T_5) позволяет нагреть воду (условный процесс $b-b'$). Подогрев воды в цикле Ренкина (участок $b'-c$) осуществляется в регенеративных подогревателях отборным паром турбины, а также в экономайзере энергетического парового котла. Энергетический КПД ПГУ определяется по формуле (В.5).

VI Одной из первых ПГУ, применяемых в энергетике, была ПГУ с высоконапорным парогенератором (рис. В.7). Ее особенность — наличие общей камеры сгорания газовой и паровой частей ПГУ, функции которой выполняет высоконапорный парогенератор (ВПГ). Технологический процесс ГТУ разделен. Сжатый воздух после компрессора поступает в ВПГ, куда подается для сжигания топливо. Дымовые газы генерируют в топке ВПГ пар, имеются также основной и промежуточный пароперегреватели, пар направляется в паровую турбину. После промежуточного перегревателя уходящие газы ВПГ с температурой 600—700 °С поступают в газовую турбину, где, расширяясь,

совершают работу. Выходные газы ГТУ подаются в теплообменники нагрева части конденсата и питательной воды и нагревают всю питательную воду до состояния, близкого к насыщению (экономайзерная часть).

В связи с тем что в современных ГТУ начальная температура газов превышает 1000 °С, за ВПГ приходится устанавливать камеру дожигания топлива для повышения и стабилизации температуры газов на входе в газовую турбину (ГТ). Это во многом сводит на нет преимущества такой схемы ПГУ. Из рис. В.7 следует, что процесс 2—3' соответствует подводу теплоты в ВПГ

при сжигании топлива (теплота $Q_{г+п}^c$), а процесс 3'—3'' — передаче теплоты в ВПГ пароводяному рабочему телу (процессы $c-d-e$ и $f-g$ цикла Рейкиниа). Догрев уходящих газов за ВПГ до начальной температуры газов в газовой турбине (T_3) происходит в камере дожигания за счет теплоты топлива

Q_d^c (процесс 3''—3). Процесс 3—4 соответствует расширению газов в ГТ. Теплота выходных газов ГТУ используется для нагрева воды перед ее подачей в испарительные поверхности ВПГ (процесс охлаждения газов 4—5 и процесс нагрева воды $b-c$ на рис. В.7).

Электрический КПД ПГУ можно определить из выражения

$$\eta_{\text{ПГУ}}^э = \frac{N_{г+п}^э + N_{п}^э}{Q_{г+п}^c + Q_d^c}. \quad (\text{В.6})$$

В ПГУ, рассмотренных выше, рабочие тела — газ и пар/вода — передают один другому теплоту через поверхности теплообмена. На рис. В.8 приведена схема *контактной парогазовой установки*. В ней вода или пар вводится непосредственно в газовый тракт ГТУ (в осевой компрессор, камеру сгорания или в первую ступень ГТ). Получающаяся газопаровая смесь расширяется в проточной части ГТ. При этом совместная работа пара и газа примерно соответствует работе, которую они совершали бы при раздельном расширении от начальной температуры T_3 в интервале давлений p_3-p_4 . (Происходит увеличение мощности установки, отнесенной к расходу воздуха в компрессоре, обусловленное как ростом общего расхода рабочего тела через ГТ, так и большей теплоемкостью потока. Следует учитывать, что пар не требует затрат механической энергии на сжатие в газовом состоянии.) В зарубежной практике эти схемы обозначаются как ПГУ — STIG.

Применение ПГУ с параллельной и полузависимой схемами работы (см. рис. В.5 и В.6) позволяет вовлечь в парогазовую технологию пылеугольные энергоблоки. При этом доля угля в общем балансе топлива составляет примерно 70—75 %. Остальная часть приходится на природный газ, сжигаемый в камерах сгорания ГТУ.)

На рис. В.9 приведена простейшая тепловая схема ПГУ с *внутрицикловой газификацией угля*, причем ГТ работает не на природном, а на синтетическом газе, получаемом при газификации угля. Предварительно подготовленный уголь подается в газогенератор, где осуществляется его газификация с использованием парокислородного дутья. Для этой цели сжатый воздух компрессора ГТУ разделяется на кислород и азот в специальной установке. Продукты газификации угля после многоступенчатой очистки и удаления серы, прежде чем в виде синтетического газа поступают для сжигания в камеру сгорания ГТУ. Уходящие газы ГТУ в КУ генерируют пар для паротурбины

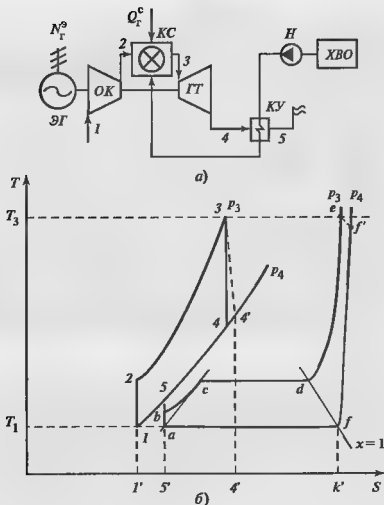


Рис. В.8. Простейшая тепловая схема и термодинамический цикл контактной парогазовой установки

процесс 3—4 — расширение парогазовой смеси в ГТ; процесс 3—4' — раздельное расширение газов в ГТ; процесс e—f' — раздельное расширение пара в ГТ, ХВО — химводоочистка

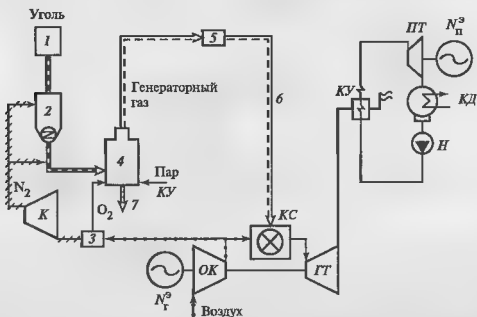


Рис. В.9. Вариант простейшей тепловой схемы ПГУ с внутрцикловой газификацией угля
1 — прием топлива; 2 — бункер угля с питателем угля; 3 — установка разделения воздуха; 4 — газогенератор на кислородно-паровом дутье; 5 — система очистки генераторного газа; 6 — синтетический (генераторный) газ; 7 — шлак

установки ПГУ. В пароводяном контуре используется также теплота газов газогенератора для генерации пара.

Другой технологический цикл ПГУ (рис. В.10) с непрямым сжиганием угля основан на применении пиролизера угля и керамического воздухоподогревателя, расположенного внутри топочной камеры. Тонко раздробленный уголь подвергается при пониженном содержании O_2 пиролизу в среде выходных газов ГТУ с инжекцией известняка для связывания серы. Образующийся кокс сжигается в предтопке с жидким шлакоудалением. В основной части топки установлен высокотемпературный воздухоподогреватель с керамическими элементами. В нем чистый воздух нагревается приблизительно до $1000^\circ C$. Дополнительный его нагрев происходит в камере сгорания, где сжигается небольшое количество природного газа. Пиролиз и топка работают при атмосферном давлении. Теплота уходящих газов топок и ГТ используется в котле-утилизаторе для генерации пара для ПТУ установки ПГУ.

В стадии промышленного внедрения находятся ПГУ, в паровых котлах которых организовано сжигание угля в *циркулирующем кипящем слое под давлением*. Описание этого технологического процесса дано в § 11.5 (см. рис. 11.33).

Варианты тепловых схем ПГУ с реактором частичного окисления (РЧО) предложены сотрудниками Института высоких температур РАН. В РЧО в результате реакции частичного окисления из-за отсутствия достаточного количества кислорода топливо не сгорает полностью и образуется газовая смесь монооксида углерода (CO) и водорода, т.е. синтетический газ. Реакция происходит при температуре $\sim 1300^\circ C$ и давлении 2—6 МПа. Это позволяет включить РЧО в тепловую схему ГТУ. Окисление топлива может быть закончено в камере сгорания перед газовой турбиной НД, а теплота выходных газов ис-

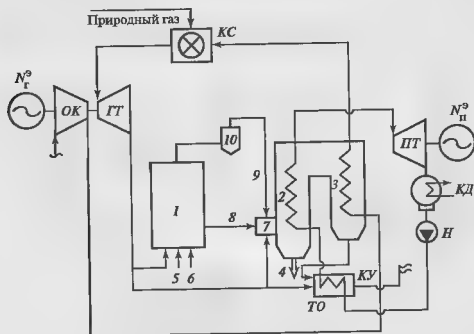


Рис. В.10. Вариант простейшей тепловой схемы ПГУ с пиролизером угля и высокотемпературным воздухоподогревателем

1 — пиролизер угля; 2 — газовый предтопок; 3 — основная часть топки с высокотемпературным воздухоподогревателем с керамическими компонентами; 4 — шлак; 5 — раздробленный уголь; 6 — сорбент (известняк); 7 — горелки для сжигания кокса; 8 — кокс; 9 — пиролизный газ; 10 — циклон очистки пиролизного газа от золы и частиц сорбента

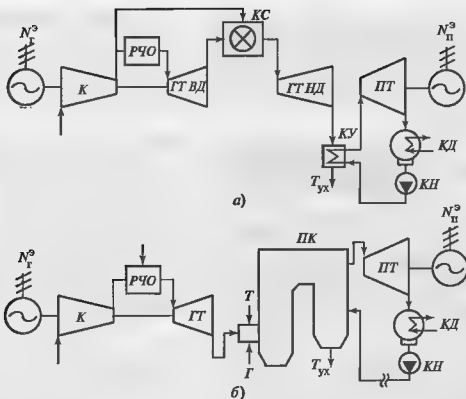


Рис. В.11. Тепловая схема ПГУ с реактором частичного окисления

а — вариант с двухступенчатой ГТУ; *б* — с одноступенчатой ГТУ, ГТ ВД, ГТ НД — газовая турбина высокого и низкого давления соответственно; Т — топливо; КД — конденсатор; КН — конденсатный насос; Г — горелки парового котла

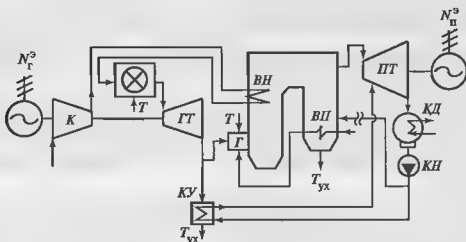


Рис. В.12. Тепловая схема ПГУ с установкой внешнего горения

ВН — воздухонагреватель; ВП — воздухоподогреватель парового котла (остальные обозначения см. рис. В.11)

пользуется в котле-утилизаторе ПГУ (рис. В.11, а). Возможен вариант с одноступенчатой ГТУ с расширением синтетического газа после РЧО в газовой турбине до атмосферного давления и с его окончательным окислением в топочной камере парового котла (рис. В.11, б).

Тепловая схема ПГУ с установкой внешнего горения приведена на рис. В.12. В ней ГТУ входит в состав энергоблока, работающего преимущественно на угле. Обеспечение начальной температуры рабочего тела (воздуха) перед газовой турбиной осуществляется его нагревом в воздухонагревателе

теле, расположенном в топочной камере парового котла. После расширения в ГТ воздух направляется обратно в топку котла для сжигания в нем угля. Часть этого воздуха можно использовать в КУ, работающем параллельно с паровым котлом. Жаропрочные сплавы не могут быть использованы при температурах выше 900 °С, поэтому воздухонагреватель можно изготовить из металлокерамики.

Возможен вариант подогрева воздуха в КС ГТУ до начальной температуры газов с помощью сжигания дополнительного количества природного газа.

Особое место среди ПГУ занимают газотурбинные и парогазовые теплоэлектроцентрали (когенерационные ПГУ), в которых осуществляется комбинированная выработка электрической и тепловой энергии. Схемы когенерационных ПГУ зависят от типа ПГУ. В некоторых схемах ПГУ отбор теплоты осуществляется на криогенную или опреснительную установку (тригенерация). Подробнее схемы и термодинамические циклы ГТУ-ТЭЦ и ПГУ-ТЭЦ рассмотрены в гл. 9 и 10.

Прогресс в строительстве энергетических ГТУ связан прежде всего с ростом начальной температуры газов перед ГТ, которая за последние десятилетия увеличилась с 700 до 1500 °С. Начальное давление газа за этот период возросло с 0,6—0,9 до 1,5—3,0 МПа. В результате повысилась и температура выходных газов ГТУ с 350 до 630 °С, а объемная концентрация кислорода в них сократилась с 18 до 12 %. Эти обстоятельства заставили энергетиков по-иному выбирать схемы применяемых ПГУ. Парогазовые установки с котлом-утилизатором практически вытеснили ПГУ с высоконапорными парогенераторами. Шире применяются ПГУ с параллельной схемой, использование «сбросных» ПГУ сдерживается уменьшившимся содержанием окислителя и повышенной температурой выходных газов ГТУ.

При написании данной книги использованы богатый опыт представителей российской школы газотурбиностроения, многочисленные труды известных специалистов ряда институтов и организаций. Обширная информация по современным энергетическим ГТУ и ПГУ содержится в работах зарубежных фирм.

Бурное развитие газотурбинных двигателей началось в 40–50 годы XX в. прежде всего для авиации и морского флота. Хорошо известны достижения в этой области крупных конструкторов В.Я. Климова, Н.Д. Кузнецова, А.М. Люльки, А.А. Микулина, С.К. Туманского и др. Зарубежные специалисты (американских фирм General Electric, Westinghaus, Pratt & Whitney и европейских фирм Rolls-Royce, Siemens, ABB, Alstom) также занимались этими проблемами.

Российские ученые М.Е. Дейч, А.Г. Костюк, С.З. Копелев, В.И. Локай, Э.А. Манушин, К.М. Попов, Г.Ю. Степанов, Я.И. Шнее, В.В. Уваров, Л.В. Арсенов, В.Г. Тырышкин, Г.Г. Ольховский и многие другие внесли большой вклад в теорию ГТУ и ПГУ. Хорошо известны работы зарубежных ученых Б. Эккерта, К. Баммерта, У. Хауторна, Дж. Хорлокка, В. Траупеля, Ву Чунг-Хуа и др.

Более подробное изложение теории энергетических газотурбинных и парогазовых установок можно найти в [3, 5, 9, 36].

Глава первая

ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ, ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

1.1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ГТУ РАЗОМКНУТОГО ЦИКЛА

Существуют ГТУ с замкнутым и разомкнутым (открытым) циклом (процессом), которые отличаются рядом особенностей: наличием единой последовательности подготовки рабочего тела определенных начальных параметров и его использованием при получении энергии.

В ГТУ с замкнутым циклом (рис. 1.1) в отличие от двигателей внутреннего сгорания подготовка рабочего тела и его использование разделены по месту и времени. Газ при низких температуре и давлении поступает в компрессор *К*, где сжимается и направляется в газовый котел *ГК*. В котле, в котором сжигается органическое топливо, сжатый газ нагревается до высокой температуры. Подогретый газ высокого давления направляется в газовую турбину *ГТ*, где, расширяясь, совершает работу, передаваемую на вал установки. Часть работы затрачивается на привод компрессора, а остальная полезно используется для выработки электроэнергии в электрогенераторе *ЭГ*, отпускаемой потребителям.

Рабочее тело (газ) после ГТ охлаждается в охладителе и передает теплоту воде или окружающему воздуху. Затем газ снова поступает в компрессор и процесс повторяется.

Для включения ГТУ в работу используется пусковое устройство. Им может служить сам электрогенератор в режиме электродвигателя или специальное пусковое устройство.

В ГТУ с замкнутым циклом в качестве рабочего тела можно использовать любой газ, а в газовом котле сжигать помимо газообразного и твердое топливо. Кроме того, в замкнутом цикле давление воздуха перед компрессором может быть значительно выше атмосферного, следовательно, возможна работа при более высоких давлениях с меньшими объемами газа и уменьшенными габаритными размерами установки. Мощность ГТУ замкнутого цикла может изменяться из-за количества газа в системе и изменения давления в элементах установки. Недостатки такой ГТУ — сложные и громоздкие конструкции газового котла и охладителя, ограниченная темпе-

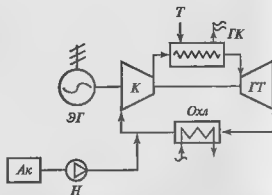


Рис. 1.1. Газотурбинная установка с замкнутым циклом

Т — топливо; *К* — компрессор; *ГТ* — газовая турбина; *Охл* — охладитель газа; *ЭГ* — электрогенератор с пусковым устройством; *ГК* — газовый котел; *Ак* — аккумулятор рабочего тела; *Н* — насос

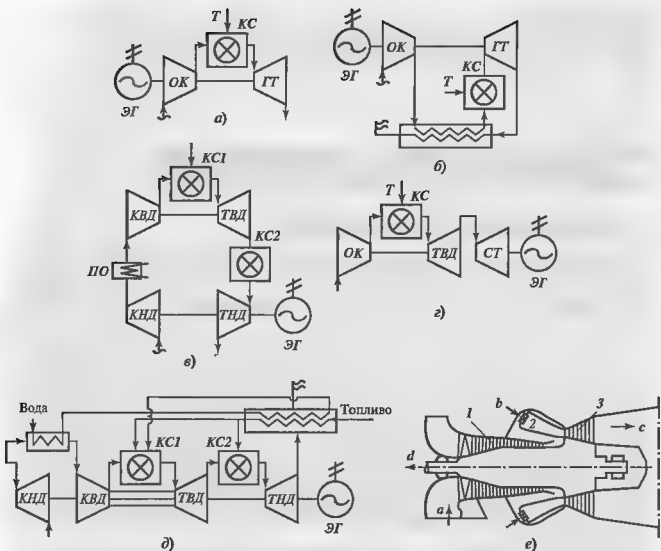


Рис. 1.2. Простейшие тепловые схемы ГТУ разомкнутого цикла (а—д). Конструктивная схема одновременной ГТУ (е)

ОК — осевой компрессор; ГТ — газовая турбина; КС — камера сгорания; ЭГ — электрогенератор; КНД, КВД — компрессоры низкого и высокого давления; ТВД, ТНД — газовые турбины высокого и низкого давления; КС1, КС2 — камеры сгорания первой и второй ступени; СТ — силовая турбина; Т — топливо; а — вход воздуха; б — подача топлива; с — выхлопные газы; д — передача мощности электрогенератору, 1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — газовая турбина

ратура газа перед газовой турбиной, связанная с условиями жаропрочности металла поверхностей теплообмена в котле.

Эти недостатки отсутствуют в ГТУ с разомкнутым циклом. На рис. 1.2 приведены наиболее часто встречающиеся простейшие тепловые схемы таких ГТУ:

одновальная ГТУ (1.2, а);

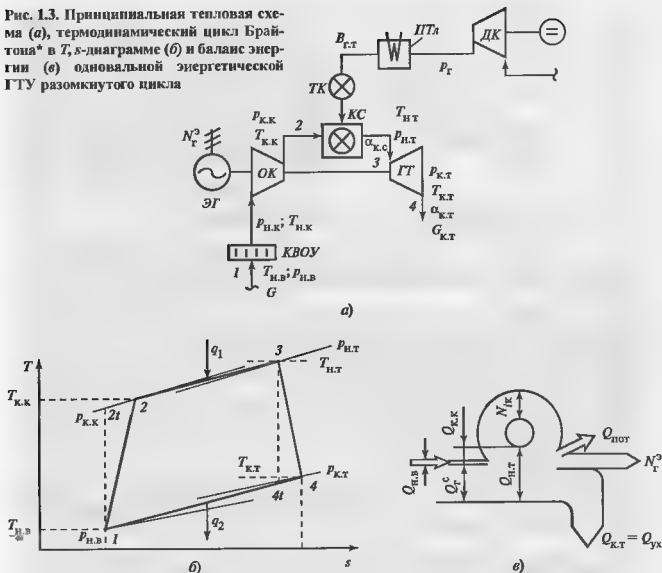
одновальная ГТУ с регенерацией (1.2, б);

двухвальная ГТУ с промежуточным охлаждением (ПО) циклового воздуха и промежуточным перегревом газов (ПП) при их расширении (1.2, в). Возможны схемы с регенерацией и без нее;

двухвальная ГТУ с силовой турбиной (1.2, г);

двухвальная ГТУ с промежуточным охлаждением и подогревом топлива, с термохимической рекуперацией топливного газа и впрыском пара (проект с новыми техническими решениями) (1.2, д) и др.

Рис. 1.3. Принципиальная тепловая схема (а), термодинамический цикл Брайтона* в T, s -диаграмме (б) и баланс энергии (в) однофазной энергетической ГТУ разомкнутого цикла



Наиболее широкое применение получили простые однофазные ГТУ разомкнутого цикла без регенерации рабочего тела, конструктивная схема которых изображена на рис. 1.2, а.

Технологический процесс энергетической однофазной ГТУ отражен на ее принципиальной тепловой схеме (рис. 1.3, а). Преобразование химической энергии подводимого органического топлива в электрическую энергию осуществлено в пределах одной компактной установки в отличие от более сложных паросиловых установок.

Особенностью ГТУ является использование в качестве рабочего тела атмосферного воздуха, поступающего в осевой компрессор ОК. Засасываемый компрессором воздух сжимается в нем (процесс 1-2 на рис. 1.3, б) и вводится при соответствующих температуре и давлении $T_{к.к}$ и $p_{к.к}$ в камеру сгорания КС ГТУ. Сюда же подводится органическое топливо (обычно природный газ, реже жидкое газотурбинное топливо). Давление природного газа в подающей магистрали $p_{\text{маг}}$ повышается дожимающим компрессором ДК до необходимого давления $p_{г.т}$. Одновременно возможен подогрев топлива в подогревателе ИТЛ до

* В зарубежной литературе иногда применяется термин «термодинамический цикл Джоуля»

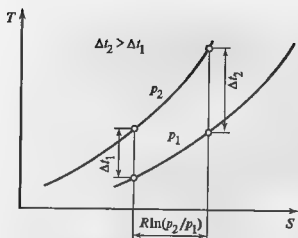


Рис. 1.4. Особенности сжатия и расширения рабочего тела в технологическом процессе ГТУ

(в тепловом двигателе установки) газы расширяются до конечного давления $p_{к.т}$ (процесс 3—4), близкого к атмосферному, и удаляются через дымовую трубу. При охлаждении рабочего тела в охладителе в ГТУ с замкнутым циклом и в атмосфере для ГТУ с разомкнутым циклом энергия не затрачивается и не получается. Поэтому разомкнутый процесс ГТУ без ущерба для точности расчета энергетического эффекта можно условно замкнуть изобарой охлаждения (процесс 4—I).

Вследствие расхождения изобар с возрастанием температур и эксергии средняя разность температур газов при расширении Δt_2 заметно выше средней разности температур воздуха при его сжатии Δt_1 (рис. 1.4). Следовательно, мощность, развиваемая ГТ, выше той, которую потребляет компрессор. Эта разница обеспечивает полезную мощность ГТУ в виде электрической мощности на выводах генератора (ЭГ) $N_{г.}^3$.

Энергия (работа), потребляемая на валу компрессора (см. рис. 1.3):

$$H_k = c_{pв}(T_2 - T_1), \quad (1.1)$$

где $c_{pв}$ — средняя изобарная удельная теплоемкость воздуха.

Работа, развиваемая на валу ГТ, составляет

$$H_{ГТ} = c_{pг}(T_3 - T_4), \quad (1.2)$$

где $c_{pг}$ — средняя изобарная удельная теплоемкость газа. Следовательно,

$$\frac{H_{ГТ}}{H_k} \cong \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1} > 1. \quad (1.3)$$

Энергетические ГТУ с регенерацией (см. рис. 1.2, б) позволяют использовать в регенераторе часть теплоты выходных газов турбины для догрева циклового воздуха перед его подачей в камеры сгорания ГТУ, что повышает экономичность, но усложняет эксплуатацию и снижает надежность установки.

Промежуточный перегрев газов в дополнительной камере сгорания (см. рис. 1.2, в) повышает экономичность установки благодаря приближению рабочего цикла ГТУ к циклу Карно.

температуры $t_{г.}$ для повышения эффективности процесса. Через топливные клапаны ТК системы топливоподдачи топливо вводится в камеры сгорания ГТУ, где сгорает в среде сжатого подогретого воздуха (процесс 2—3). Там же формируется начальная температура газов перед ГТ $T_{нт}$, обеспечиваемая повышенным избытком воздуха в газах за камерой сгорания $\alpha_{к.с.}$

Начальное давление газов $p_{нт}$ зависит от давления воздуха за компрессором и является величиной переменной (см. гл. 2 и 4). В газовой турбине

1.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ГТУ И ИХ АНАЛИЗ

Цикл ГТУ со сгоранием топлива при $p = \text{const}$ — термодинамический цикл Брайтона для реального процесса — и тепловая схема энергетической ГТУ были приведены на рис. 1.3. Рассмотрим основные характеристики и показатели этого цикла в идеальных и реальных условиях.

Степень повышения давления воздуха в компрессоре и степень уменьшения давления газов можно обозначить:

$$\pi_k = p_{kk}/p_{нк}; \quad \pi_{ГТ} = p_{нТ}/p_{кТ}, \quad (1.4)$$

где $p_{нк}$ и $p_{кк}$ — давление воздуха в начале и в конце компрессора; $p_{нТ}$ и $p_{кТ}$ — давление газа в начале и в конце турбины.

Степень повышения давления связана со степенью сжатия $\epsilon_k = (V_{кк}/V_{нк})$ при адиабатическом сжатии отношением $\pi_k = \epsilon_k^k$, где k — показатель изотропы (адиабаты). При практическом анализе термодинамических циклов пользуются отношением давлений рабочего тела. Некоторое снижение давления воздуха в камере сгорания из-за аэродинамических потерь тракта «компрессор — газовая турбина» оцениваем коэффициентом

$$\lambda_1 = p_{нТ}/p_{кк}, \quad (1.5)$$

а коэффициентом $\lambda_2 = 0,96—0,98$ — соответствующие потери давления в системах всасывания воздуха перед компрессором и выхода газов за ГТ. Если обозначить $\lambda = \lambda_1 \lambda_2$, то в итоге получим

$$\pi_{ГТ} = \lambda \pi_k. \quad (1.6)$$

Сопротивления входа воздуха в компрессор и выхода газов ГТУ при ее работе в автономном режиме обычно составляют $\Delta p_{вх} \approx \Delta p_{вых} \leq 1$ кПа.

Определение параметров рабочего тела и анализ циклов ГТУ выполняют по параметрам адиабатного торможения, обозначенным сверху звездочкой, при скорости газа $c = 0$:

$$\left. \begin{aligned} T^* &= T + \frac{c^2}{2gc_p}; \quad p^* = p \left(\frac{T^*}{T} \right)^{c_p/R}; \\ h^* &= h + c^2/2; \quad \rho^* = \rho \left(\frac{T^*}{T} \right)^{c_p/R}. \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

Параметры движущегося потока приводятся без индекса «*». Зависимости для температуры T , давления p , энтальпии h и плотности ρ даны с использованием значений удельных изобарных и изохорных теплоемкостей c_p и c_v и газовой постоянной R . Измерительный прибор, помещенный в газовый поток, покажет температуру, близкую к температуре адиабатного (полного) торможения. На рис. 1.5 приведены зависимости рассматриваемых параметров рабочего тела от числа Маха (отношения скорости течения рабочего тела к местной скорости звука).

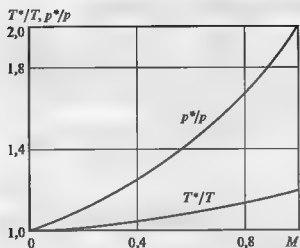
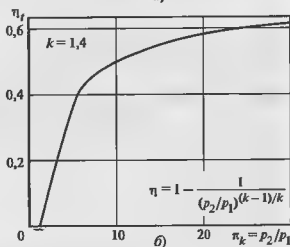
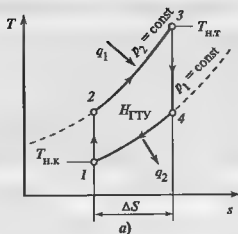


Рис. 1.5. Зависимость параметров рабочего тела от числа Маха

→
Рис. 1.6. Обратимый цикл Брайтона простой ГТУ для идеального газа (а) и зависимость термического КПД цикла Брайтона от степени повышения давления в компрессоре (б)



Термический КПД обратимого цикла Брайтона для идеального газа (рис. 1.6, а) при $c_p = \text{const}$ определяется соотношениями:

$$\eta_t = \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(\pi_k)^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{Y}, \quad (1.8)$$

где $m = (k - 1)/k$ — показатель степени; $Y = (P_2/P_1)^m = \pi_k^m$ — параметр повышения давления рабочего тела в компрессоре.

Изменение параметра Y приведено на рис. 1.7. Как видно из рис. 1.6, б и 1.7, термический КПД цикла Брайтона при адиабатном сжатии воздуха возрастает с увеличением степени повышения давления в компрессоре.

Следует отметить, что процесс сжатия воздуха в компрессоре ГТУ может быть изотермическим, адиабатным или политропным. Сравнение эффективности циклов ГТУ при $p = \text{const}$ для случаев с различными процессами сжатия и при условии равенства подводимой теплоты q_1 , выполненное акад. Б.С. Стечкиным, показывает, что термические КПД этих циклов связаны между собой соотношением $\eta_t^{\text{ад}} > \eta_t^{\text{пол}} > \eta_t^{\text{изотерм}}$.

Температурным коэффициентом (степень повышения температуры) цикла принято называть отношение начальной температуры рабочего тела в ГТУ $T_{\text{нт}}$ к температуре наружного воздуха $T_{\text{нв}}$:

$$\tau = T_{\text{нт}}/T_{\text{нв}}. \quad (1.9)$$

Этот коэффициент оказывает существенное влияние на показатели работы установки.

Подводимая в ГТУ теплота обеспечивает работу расширения газов в ГТ, кДж/кг, где (см. рис. 1.3, б):

удельная теоретическая работа расширения газов

$$H_{ГТ0} = c_{pг}(T_{нт} - T_{кт}); \quad (1.10)$$

удельная работа расширения с учетом потерь в проточной части ГТ

$$H_{ГТ} = c_{pг}(T_{нт} - T_{кт}); \quad (1.11)$$

КПД газовой турбины, оценивающий потери располагаемой энергии при расширении газов в ее проточной части,

$$\eta_{ГТ} = H_{ГТ}/H_{ГТ0}, \quad (1.12)$$

где $T_{кт}$ и $T_{ктн}$ — температура в конце ГТ в реальном и изэнтропном процессе соответственно.

В компрессоре ГТУ затрачивается энергия на повышение давления воздуха (работа сжатия), кДж/кг, при этом:

удельная теоретическая работа сжатия

$$H_{к0} = c_{pв}(T_{ккн} - T_{нк}); \quad (1.13)$$

удельная работа сжатия с учетом потерь в проточной части компрессора

$$H_{к} = c_{pв}(T_{кк} - T_{нк}); \quad (1.14)$$

изэнтропный КПД компрессора, оценивающий отношение изэнтропной работы сжатия воздуха к полной работе, затрачиваемой на это сжатие:

$$\eta_{к} = H_{к0}/H_{к}, \quad (1.15)$$

где $T_{кк}$ и $T_{ккн}$ — температура воздуха в конце компрессора в реальном и изэнтропном процессе соответственно.

Полезная удельная работа, используемая в энергетической ГТУ для привода электрогенератора (с учетом подвода топлива), кДж/кг:

$$H_{ГТУ} = \frac{G_{г}H_{ГТ} - G_{к}H_{к}}{G_{к}} = (1 + g_{г})H_{ГТ} - H_{к}, \quad (1.16)$$

где $G_{к}$ — масса воздуха на входе в компрессор; $G_{г}$ — масса газа на входе ГТ;

$$g_{г} = B_{ГТ}/G_{к} \quad (1.17)$$

— относительный расход топлива, кг/кг.

Полезную удельную работу энергетической ГТУ можно выразить с использованием степени повышения давления рабочего тела и других приведенных выше величин:

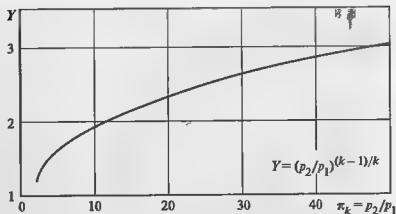


Рис. 1.7. Изменение параметра Y в зависимости от степени повышения давления в компрессоре $\pi_{к}$

$$Y = (p_2/p_1)^{(k-1)/k}$$

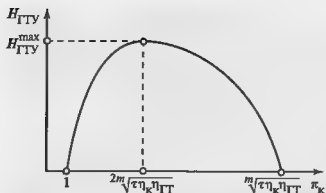


Рис. 1.8. Характерные точки зависимости полезной работы простой ГТУ от степени повышения давления

$$H_{ГТУ} = c_{pг} T_{н.г} \eta_{ГТ} (1 - \pi_{ГТ}^{-m_g}) - c_{pв} T_{н.к} (\pi_k^{-m_b} - 1) \frac{1}{\eta_k}. \quad (1.18)$$

Важно проанализировать изменение полезной удельной работы ГТУ прежде всего в зависимости от степени повышения давления рабочего тела в компрессоре. При $\pi_k = 1$ имеем $H_{ГТУ} = 0$, так как работа газовой турбины $H_{ГТ}$ и потребление энергии в компрессоре H_k также

равны нулю. Увеличение степени повышения давления в компрессоре при некотором предельном значении $\pi_k \approx \sqrt[m]{\tau\eta_{ГТ}\eta_k}$ вновь сделает значение

$H_{ГТУ}$ равным нулю (рис. 1.8). Максимальное значение $H_{ГТУ}^{max}$ имеет место

при степени сжатия $\pi_k \approx 2\sqrt{\tau\eta_{ГТ}\eta_k}$. Очевидно, что максимальные значения полезной удельной работы будут возрастать и сдвигаться в область, где степень повышения давления воздуха в компрессоре при увеличении температурного коэффициента τ больше (рис. 1.9).

Отличие реальных процессов изменения состояния рабочего тела в ГТУ от теоретических применительно к установкам с разомкнутым циклом заключается в следующем. В компрессоре сжатие воздуха происходит с потерями на трение и процесс 1—2 (см. рис. 1.3, б) отклоняется от идеальной

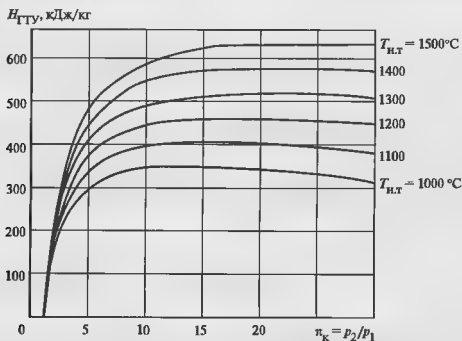


Рис. 1.9. Зависимость полезной удельной работы ГТУ от степени повышения давления в компрессоре и начальной температуры газов перед ГТ при температуре наружного воздуха $T_{н.в} = 15^\circ\text{C}$

адиабаты в сторону увеличения энтропии. В перепускных газоходах и в камере сгорания существуют потери давления, поэтому давление газа перед ГТ ниже давления за воздушным компрессором. В ГТ расширяются газы, отличающиеся от сжимаемого в компрессоре воздуха массой и химическим составом. Расширение газа из-за потерь в турбине отклоняется от идеальной адиабаты (процесс 3—4t) в сторону увеличения энтропии: процесс 3—4. Давление газа за ГТ выше давления воздуха перед компрессором из-за аэродинамических потерь в системе подвода воздуха и отвода выходных газов.

Важной характеристикой ГТУ является *внутренний КПД* реального цикла, учитывающий все потери преобразования энергии, в том числе потери трения в процессах сжатия и расширения. Внутренний КПД можно выразить через рассмотренные выше величины, характеризующие работу установки. Примем, что через компрессор проходит 1 кг воздуха, а через ГТ соответственно $(1 + q_T)$ кг продуктов сгорания, где q_T — количество топлива, подаваемое в камеру сгорания (КС) на каждый 1 кг воздуха:

$$\eta_i = \frac{(1 + q_T) H_{ГТО} \eta_{ГТ} - \frac{1}{\eta_K} H_{КО}}{(1 + q_T) q_1 \frac{1}{\eta_{КС}}} \quad (1.19)$$

Здесь $q_1 = c_p (T_{нт} - T_{кк})$ — удельная подведенная теплота с топливом, кДж/кг; $\eta_{КС}$ — КПД камеры сгорания; c_p — средняя удельная теплоемкость процесса подвода теплоты в камере сгорания.

Выражение (1.19) можно записать также в виде

$$\eta_i = \frac{c_{pГ} \tau \eta_{ГТ} (1 - \pi_{ГТ}^{-m_r}) - c_{pв} (\pi_K^{m_b} - 1) \frac{1}{\eta_K}}{\tau - 1 - (\pi_K^{m_b} - 1) \frac{1}{\eta_K}} \eta_{КС} \quad (1.20)$$

Анализ выражения для внутреннего КПД ГТУ показывает, что он зависит от начальной температуры окружающего (наружного) воздуха $T_{нв}$ (рис. 1.10, а), степени повышения давления в компрессоре π_K (рис. 1.10, б), изэнтропных КПД ГТ $\eta_{ГТ}$ и компрессора η_K (рис. 1.10, в). Существенное влияние на внутренний КПД оказывает температурный коэффициент ГТУ τ (рис. 1.11).

Зависимость внутреннего КПД ГТУ от π_K так же, как и полезная удельная работа, имеет характерные точки. При $\pi_K = 1$ $\eta_i = 0$. При последующем росте степени повышения давления воздуха значение КПД проходит через максимум, чтобы в дальнейшем при $\pi_K \approx \sqrt[m]{\tau \eta_{ГТ} \eta_K}$ снова стать равным нулю (рис. 1.12).

Выше было отмечено влияние КПД газовой турбины $\eta_{ГТ}$ и компрессора η_K на внутренний КПД ГТУ. Если обозначить отношение мощностей, развиваемой ГТ, к мощности, потребляемой в компрессоре, через β_N , т.е.

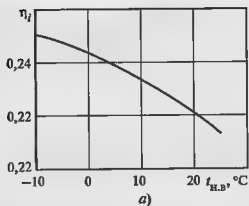
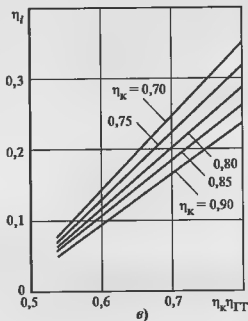
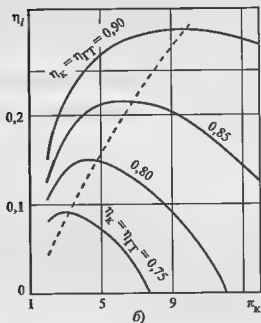


Рис. 1.10. Зависимости внутреннего КПД ГТУ от начальной температуры воздуха перед компрессором (а), степени повышения давления (б) и изотропных КПД турбины и компрессора (в)



$$\beta_N = \frac{\eta_{ГТ} N_{ГТ}}{\frac{1}{\eta_k} N_k} = \eta_{ГТ} \eta_k \frac{N_{ГТ}}{N_k} \equiv \eta_{ГТ} \eta_k \frac{\tau}{\pi_k}, \quad (1.21)$$

где $N_{ГТ}$ и N_k — мощности ГТ и компрессора, то можно показать, что влияние $\eta_{ГТ}$ и η_k на внутренний КПД уменьшается с ростом отношений мощностей β_N . Последнее увеличивается с возрастанием температурного коэффициента τ . В табл. 1.1 приведены значения β_N для различных π_k и τ . В расчетах принята температура $T_{н.к} = 15^\circ\text{C}$, а коэффициент τ рассчитывался для начальной температуры газов $T_{н.т}$, равной 900, 1100, 1300, 1500 °C. Очевидно, что рост степени повышения давления воздуха π_k в компрессоре уменьшает отношение мощностей β_N и сокращает долю полезной мощности, которую можно получить в электрогенераторе ГТУ. Значение β_N должно быть больше 1 (при $\beta_N = 1$ $\eta_i = 0$).

Замедление уменьшения отношения β_N с ростом значения π_k возможно при увеличении начальной температуры газов перед ГТ, которое является приоритетным в развитии современных энергетических ГТУ.

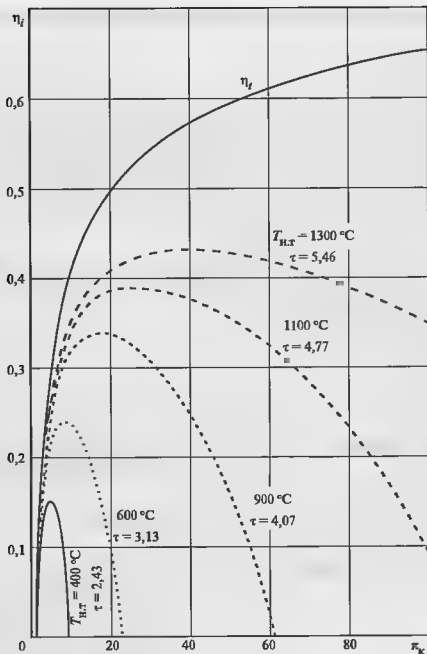


Рис. 1.11. Зависимость внутреннего КПД ГТУ от степени повышения давления воздуха в компрессоре и начальной температуры газов ($T_{н.в} = 15^\circ\text{C}$)

Таблица 1 1. Значения отношения мощностей β_N в ГТУ для различных π_k и τ

π_k	Отношение мощностей β_N при			
	$\tau = 4,07$	$\tau = 4,77$	$\tau = 5,46$	$\tau = 6,16$
5	2,081	2,438	2,791	3,149
10	1,706	2,000	2,289	2,582
15	1,520	1,781	2,039	2,300
20	1,400	1,640	1,878	2,118
25	1,313	1,539	1,761	1,987
30	1,246	1,461	1,672	2,886
40	1,148	1,345	1,540	1,737
50	1,077	1,262	1,445	1,630

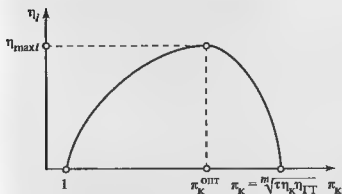


Рис. 1.12. Зависимость внутреннего КПД ГТУ от степени повышения давления воздуха в компрессоре

Другим важным параметром ГТУ является коэффициент полезной работы

$$\varphi = \frac{H_{\text{ГТУ}}}{H_{\text{ГТ}}} \approx 1 - \frac{\pi_k^m}{\tau \eta_{\text{ГТ}} \eta_k}. \quad (1.22)$$

Его значение зависит от степени повышения давления в компрессоре π_k и температурного коэффициента τ и находится в пределах 0,35—0,40. Низкие значения коэффициента полезной работы φ означают, что большая часть работы, энергии, производимой ГТ, расходуется на привод компрессора (в паротурбинной установке (ПТУ) аналогичная величина близка к единице). С повышением значения π_k коэффициент φ неуклонно уменьшается, а рост значения τ приводит к его увеличению.

В энергетических ГТУ используются также следующие важные параметры: удельный расход газа d , кг/кДж, и удельная выходная мощность $N_{\text{уд}}$ установки, кДж/кг или кВт/(кг·с):

$$d = \frac{G}{N_{\text{ГТ}}} = \frac{G}{GH_{\text{ГТУ}}} = H_{\text{ГТУ}}^{-1}; \quad (1.23)$$

$$N_{\text{уд}} = \frac{N_{\text{ГТ}}}{G} = H_{\text{ГТУ}}. \quad (1.24)$$

Приведенные параметры определяют работоспособность 1 кг рабочего тела в ГТУ. На рис. 1.13 дана зависимость удельных показателей d и $H_{\text{ГТУ}}$ от степени повышения давления в компрессоре. Для уменьшения удельного расхода газа необходимо увеличивать температурный коэффициент τ , т.е. начальную температуру газов на входе в ГТ.

Удельный расход рабочего тела на 1 кВт·ч вырабатываемой электроэнергии

в современных ГТУ зависит от их мощности и начальных параметров перед ГТ: для установок малой и средней мощности $d = 15—20$ кг/(кВт·ч); для мощных современных энергетических ГТУ $d = 7—9$ кг/(кВт·ч).

Внутренняя мощность элементов ГТУ и всей установки, кВт, соответственно равна:

$$N_{\text{ГТ}} = G_{\text{ГТ}} H_{\text{ГТ}}; \quad (1.25)$$

$$N_{\text{к}} = G_{\text{ГТ}} H_{\text{к}}; \quad (1.26)$$

$$N_{\text{ГТУ}} = N_{\text{ГТ}} - N_{\text{к}}. \quad (1.27)$$

Используя эти величины, можно определить внутренний КПД ГТУ

$$\eta_i = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{Q_{\text{Г}}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{B_{\text{ГТ}} Q_{\text{Г}}}, \quad (1.28)$$

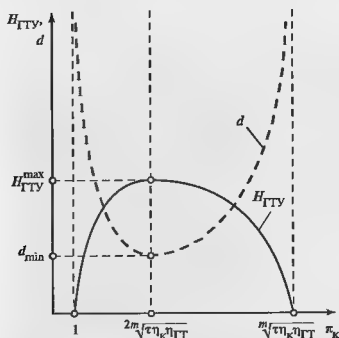


Рис. 1.13. Зависимость удельного расхода газа d , кг/кДж, и удельной полезной работы, кДж/кг, ГТУ от степени повышения давления воздуха в компрессоре

где Q_i^r — низшая теплота сгорания рабочей массы топлива; $B_{ГТ}$ — масса топлива, потребляемая ГТУ.

Механические потери на валу установки можно найти из выражения

$$\Delta N_{\text{мех}} = (1 - \eta_{\text{мех}}) N_{i\text{ГТУ}}, \quad (1.29)$$

где $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД установки.

Эффективная (полезная на муфте) мощность ГТУ

$$N_{e\text{ГТУ}} = N_{i\text{ГТУ}} - \Delta N_{\text{мех}}. \quad (1.30)$$

Соответственно эффективный КПД ГТУ

$$\eta_e = \frac{N_{e\text{ГТУ}}}{B_{ГТ} Q_i^r}. \quad (1.31)$$

Термический η_t и внутренний η_i (абсолютный внутренний) КПД ГТУ характеризуют использование подведенной теплоты при ее преобразовании в работу в цикле и учитывают потерю теплоты в холодном источнике (окружающей среде). КПД ГТ $\eta_{ГТ}$ и компрессора η_k (внутренние относительные КПД), механический $\eta_{\text{мех}}$, эффективный КПД η_e , КПД электрогенератора $\eta_{ЭГ}$ ГТУ, являясь относительными КПД, характеризуют степень технического совершенства соответствующего элемента оборудования установки.

Тепловую экономичность энергетической ГТУ оценивают с помощью КПД производства электроэнергии

$$\eta_{ГТ}^э = \frac{N_{ГТ}^э}{B_{ГТ} Q_i^r}, \quad (1.32)$$

где $N_{ГТ}^э = N_{e\text{ГТУ}} - \Delta N_{ЭГ} = N_{e\text{ГТУ}} \eta_{ЭГ}$, кВт, — электрическая мощность брутто на выводах электрогенератора (ЭГ) с учетом его КПД $\eta_{ЭГ}$; $\Delta N_{ЭГ}$ — потеря мощности в ЭГ, кВт.

Тепловую экономичность ГТУ оценивают и с помощью удельного расхода условного топлива нетто, г/(кВт · ч):

$$b_y^{эн} = \frac{122,8}{\eta_{ГТ}^э (1 - \varepsilon_{с.н})}, \quad (1.33)$$

где $\varepsilon_{с.н}$ — доля расхода электроэнергии на собственные нужды установки с учетом дожимного компрессора топлива.

К характеристикам ГТУ можно отнести ее удельную массу, определяемую соотношением $m_{уд} = M_{ГТУ} / N_{ГТ}^э$ и связанную с ее компоновкой, параметрами рабочего тела, составом вспомогательного оборудования и др. Для современных энергетических ГТУ она составляет 2—6 кг/кВт, а для авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) не более 0,1—0,2 кг/кВт.

Удельный объем ГТУ служит менее определенным параметром по сравнению с $m_{уд}$ и зависит от компоновочных решений на ТЭС, типа установки и др. Для энергетических ГТУ удельный объем $\vartheta_{уд} = V_{ГТУ} / N_{ГТ}^э = 0,4—2 \text{ м}^3/\text{кВт}$, а для авиационных ГТД ниже $0,001 \text{ м}^3/\text{кВт}$.

Использование приведенных выше характеристик ГТУ позволяет оценить ее совершенство, наметить пути улучшения тепловой экономичности.

Энергетические ГТУ открытого цикла имеют высокую температуру уходящих газов. Наличие большого количества выходных газов (100—700 кг/с) с температурой 500—600 °С является причиной снижения экономичности установки. Возможны тепловые схемы ГТУ с регенерацией теплоты этих газов с использованием теплообменных аппаратов — регенераторов. В них уходящие газы передают часть своей теплоты сжатому в компрессоре цикловому воздуху (см. рис. 1.2, б). Термодинамический цикл Брайтона для такого случая представлен на рис. 1.14. Очевидно, что температуру воздуха за компрессором можно в пределе повысить до температуры уходящих газов ГТ. Такой теоретически предельный режим соответствует *степени регенерации* теплоты $\sigma = 1$. Обычно используются технические решения, при которых $\sigma = 0,6—0,8$; σ определяют по формуле

$$\sigma = \frac{c_{pв}(T_p - T_2)}{c_{pg}(T_4 - T_2)} \approx \frac{T_p - T_2}{T_4 - T_2}, \quad (1.34)$$

где T_p — температура нагрева воздуха в регенераторе.

Повышение степени регенерации увеличивает как экономичность установки, так и удельную площадь поверхности регенератора, м²/Вт (рис. 1.15):

$$F_{уд}^p = \frac{F_{рег}}{G} = \frac{c_p}{KH_{ГТУ}} \frac{\sigma}{1 - \sigma}. \quad (1.35)$$

Здесь $F_{рег}$ — площадь теплопередающей поверхности регенератора, м²; K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · град); G — расход воздуха через регенератор, кг/с.

Внутренний КПД ГТУ открытого цикла с регенерацией теплоты зависит от степени повышения давления воздуха в компрессоре, температурного коэффициента τ , совершенства элементов схемы, а также от степени регенерации σ (рис. 1.16).

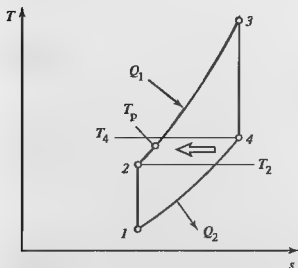


Рис. 1.14. Термодинамический цикл Брайтона с регенерацией теплоты

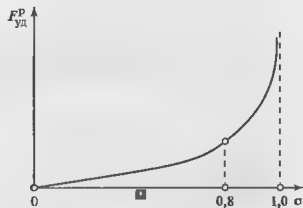


Рис. 1.15. Зависимость удельной площади поверхности регенератора от степени регенерации σ

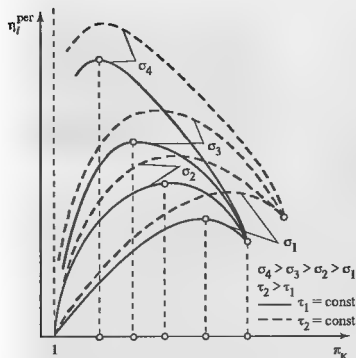


Рис. 1.16. Зависимость внутреннего КПД ГТУ с регенерацией теплоты от степени повышения давления воздуха в компрессоре π_k , степени регенерации σ и температурного коэффициента τ



Рис. 1.17. Приближение реальных циклов газотурбинного и комбинированного газопарового процессов к циклу Карно

С момента начала работы первой в мире ГТУ не прекращались попытки оптимизировать ее характеристики с целью увеличить ее эффективность и экономичность. Первые усилия были направлены на карнотизацию термодинамического цикла Брайтона. С этой целью использовались внешнее охлаждение воздуха на стадии его сжатия в компрессоре, регенерация теплоты уходящих газов и подогрев сжатого в компрессоре воздуха перед камерами сгорания, промежуточный перегрев газов при расширении (рис. 1.17). Все эти мероприятия необходимо комплексно проанализировать и разработать.

Вследствие того что от 50 до 70 % мощности ГТ используется для привода компрессора, необходимость совершенствования технологического процесса очевидна. Например, 1 %-ное снижение экономичности газовой турбины приводит к снижению полезной выходной мощности на 2—3 %. Потери давления на входе в компрессор и выходе из турбины дают похожий эффект. Это особенно важно при введении внешнего промежуточного охлаждения или утилизации теплоты выходных газов.

Максимальный КПД установки с помощью карнотизации цикла достигается утилизацией (регенерацией) теплоты в комбинации с использованием промежуточного охладителя воздуха в компрессоре, оптимизированного для максимальной мощности. С этой целью промежуточный охладитель должен делить компрессор на две секции, каждая из которых должна обеспечить примерно равную степень повышения давления (рис. 1.18). В действительности, эффективность регенерации теплоты значительно уменьшается из-за большого объема охлаждающего воздуха, требуемого для современных ГТУ, в которых рабочее тело имеет высокую температуру. К тому же стоимость установки регенератора очень высока.

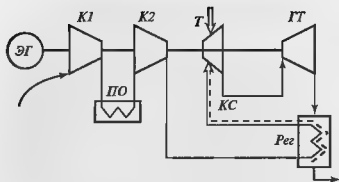


Рис. 1.18. Карнотизация газотурбинного процесса с применением промежуточного охлаждения (ПО) и регенеративного подогрева воздуха в регенераторе (Рег)

$K1, K2$ — осевые компрессоры; ЭГ — электрогенератор; ГТ — газовая турбина; КС — камера сгорания; Т — подвод топлива

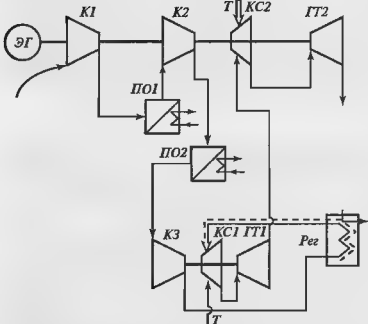


Рис. 1.19. Карнотизация газотурбинного процесса с применением последовательного сжигания топлива, двухступенчатого промежуточного охлаждения (ПО1 и ПО2) и регенеративного подогрева воздуха (обозначения см. на рис. 1.18)

Другой путь повышения эффективности и мощности ГТУ — перегрев газов в процессе последовательного сжигания топлива. Оптимальные условия приближения цикла к циклу Карно при этом достигаются с использованием регенерации теплоты и охлаждения в нескольких промежуточных охладителях воздуха в компрессоре (рис. 1.19). Подобные сложные ГТУ были построены как по открытому, так и по закрытому циклу, часть из них находится в работе или в рабочем состоянии уже несколько десятков лет.

В конечном счете, вместо охлаждения и подогрева воздуха в регенераторе с большим преимуществом было реализовано использование теплоты выходных газов ГТУ для генерации пара в котлах-утилизаторах, что позволило вырабатывать в паровой турбине установки дополнительную мощность. Таким образом, появились комбинированные ПГУ.

теплоты выходных газов ГТУ для генерации пара в котлах-утилизаторах, что позволило вырабатывать в паровой турбине установки дополнительную мощность. Таким образом, появились комбинированные ПГУ.

Контрольные вопросы

1. Расскажите об особенностях термодинамических циклов ГТУ.
2. Что определяет изменение термического КПД обратимого цикла Брайтона ГТУ?
3. От каких показателей энергетической ГТУ зависит увеличение полезной удельной работы цикла $H_{ГТУ}$?
4. Какое влияние оказывает температурный коэффициент на внутренний КПД реального цикла Брайтона?
5. Как изменяется отношение β_N внутренней мощности газовой турбины ГТУ и потребляемой компрессором мощности с увеличением степени повышения давления воздуха π_k ?
6. Объясните физический смысл степени регенерации σ в тепловой схеме ГТУ открытого цикла.

ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

2.1. КОНСТРУКТИВНАЯ СХЕМА ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Компрессорами называют машины, предназначенные для повышения давления и перемещения газов (в частности, воздуха). Построение модели идеального вентилятора занимало ученых не менее, чем поиски философского камня и изобретение вечного двигателя. Известный алхимик Парацельс в 1537 г. создал любопытную модель вентилятора, которая приводилась в движение химическим топливом. Парацельс первым использовал вентилятор в технических целях для раздувания углей в плавильном тигле.

Основной способ работы современных турбокомпрессоров — динамический — обеспечивает непрерывность сжатия газа и его перемещение благодаря силовому воздействию вращающихся лопаток и потока газа. Компрессор — важный элемент технологической схемы современной энергетической ГТУ, а воздух, сжимаемый в нем, поступает в камеры сгорания и затем в виде горячих газов в газовую турбину установки (рис. 2.1).

По конструкции компрессоры чаще всего разделяются на *осевые* и *радиальные* (*центробежные*). В ГТУ применяют преимущественно осевые компрессоры, которые в дальнейшем и будут рассмотрены. Повышение давления в них происходит до 2 МПа и более, этим они и отличаются от осевых вентиляторов, в которых отношение давлений на выходе и входе значительно меньше.

Конструктивная схема осевого компрессора ГТУ представлена на рис. 2.2. В ней можно выделить основные элементы, которые обеспечивают работу компрессора (см. также рис. 1.2, *а, е*). Воздух через комплексное воздухоочистительное и шумоподавляющее устройство (КБОУ) забирается из атмосферы и поступает во входной патрубок 1 (сечение НК—НК) и кольцевой конфузор 2, а покидает компрессор через спрямляющий аппарат 3, диффузор 7 и выходной патрубок 6 (сечение КК—КК). Основное назначение этих неподвижных элементов — подвести воздух к рабочим ступеням компрессора, а затем отвести его, обеспечив минимальные потери, равномерное поле скоростей и давлений воздуха. В современных осевых компрессорах путь воздуха весьма сложен. После конфузора установлен входной направляющий аппарат (ВНА) 8, закручивающий воздух в сторону вращения ротора, и используемый для изменения расхода воздуха и воздействия на режим работы всей ГТУ. Далее расположены рабочие ступени компрессора I, II, ..., z, каждая из которых состоит из рабочего лопаточного аппарата — рабочего колеса (РК) и следующего за ним неподвижного направляющего аппарата (НА). В некоторых конструкциях осевых компрессоров первые ступени име-

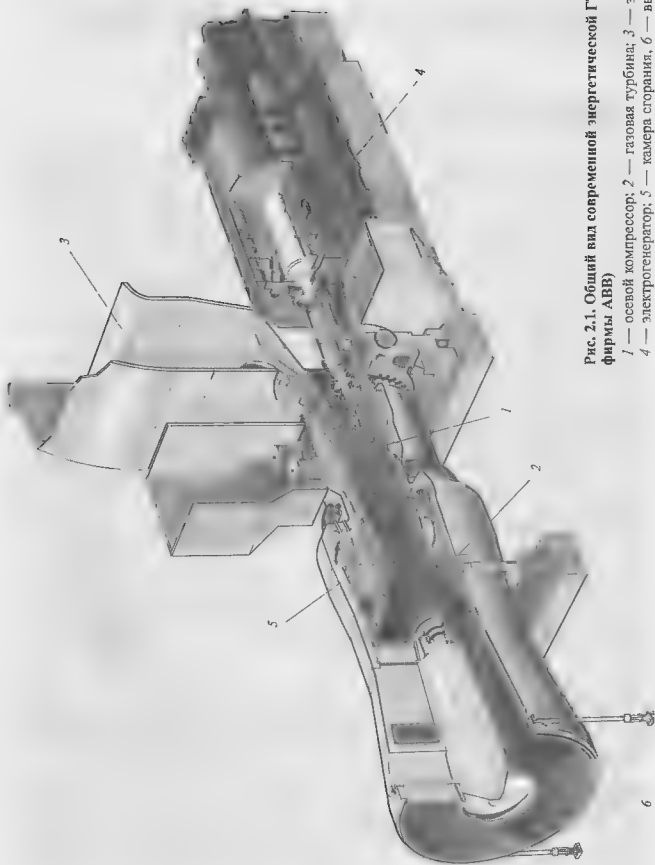


Рис. 2.1. Общий вид современной энергетической ГТУ (GT 13 E2 фирмы ABB)

1 — осевой компрессор; 2 — газовая турбина; 3 — забор воздуха;
4 — электрогенератор; 5 — камера сгорания; 6 — выход газов

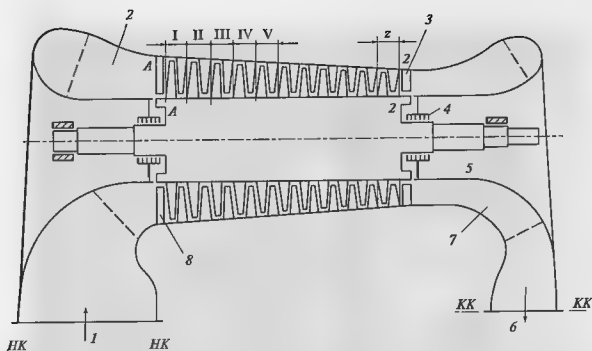


Рис. 2.2. Конструктивная схема осевого компрессора ГТУ

Сечения НК НК — на входе в компрессор, КК КК — на выходе из компрессора; А А и Б—Б — на входе в проточную часть компрессора и на выходе из нее соответственно; 1 — входной патрубок; 2 — конфузор, 3 — спрямляющий аппарат; 4 — вал компрессора с системой уплотнений; 5 — подшипник, 6 — выход воздуха из компрессора; 7 — диффузор, 8 — входной направляющий аппарат

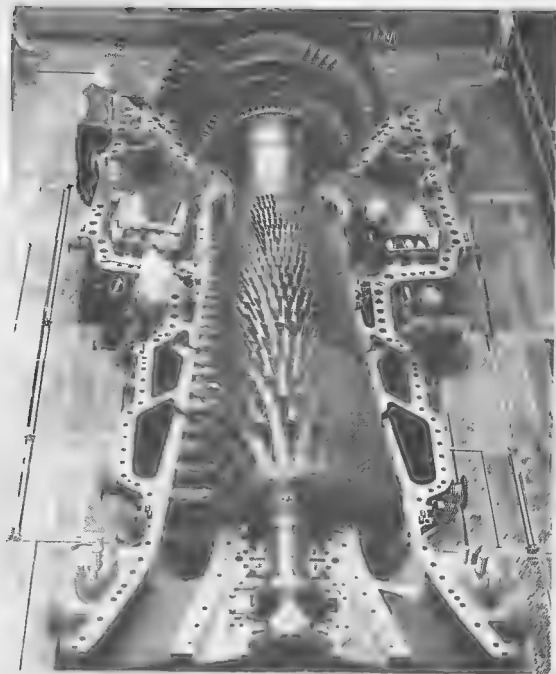
ют также поворотные направляющие аппараты (ПНА), которые вместе с ВНА включены в систему управления работой ГТУ. Рабочие лопатки обычно укреплены на дисках и вместе с валом, на котором они расположены, образуют ротор компрессора. Он может быть выполнен из стянутых между собой болтами дисков в виде барабана (рис. 2.3). Между дисками компрессора по внутреннему диаметру для обеспечения гладкости проточной части могут быть закреплены разрезные кольца.

Статором компрессора называют корпус с разъемом и закрепленными в нем направляющими лопатками. В конструкцию (см. рис. 2.2) входят также подшипники 5 и вал компрессора с системой уплотнений 4. Последние предотвращают подсос воздуха из атмосферы во входную часть и утечки на выходе проточной части.

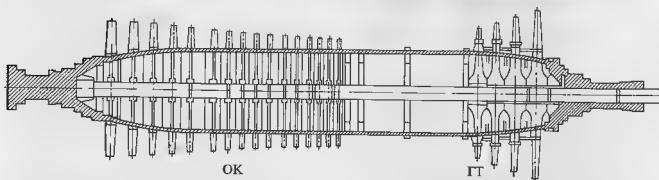
Схема ступени осевого компрессора и кинематика потока воздуха в ней приведены на рис. 2.4. Ее основным элементом является рабочее колесо, в котором подводимая к компрессору механическая энергия преобразуется в энергию газа. Происходит его сжатие по политропе 1—2 и повышение давления с p_1 до p_2 . Во втором элементе ступени в направляющем аппарате осуществляется преобразование кинетической энергии газа в потенциальную, статическое давление увеличивается в политропном процессе 2—3 с p_2 до p_3 . Процесс сжатия газа в ступени осевого компрессора приведен на рис. 2.5.

Ступени осевого компрессора можно классифицировать по степени реактивности

$$\theta = 1 - \frac{C_{1U} + C_{2U}}{2U}, \quad (2.1)$$



а)



б)

Рис. 2.3. Общий вид ротора энергетической ГТУ (GT 13 E2 фирмы АВВ) (а) и конструкция ротора ГТУ (фирмы Siemens) (б)

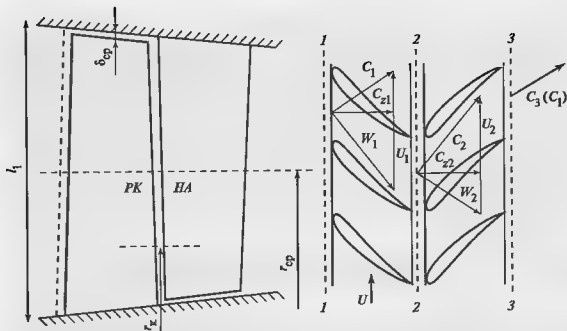


Рис. 2.4. Схема ступени осевого компрессора и кинематика потока в ней
 l_1 — высота входного сечения в ступень; r_k, r_{cp} — корневой и средний радиусы ступени; δ_{cp} — средний радиальный зазор; C_1, C_2 — абсолютные скорости входа воздуха в рабочее колесо и направляющий аппарат; w_1 и w_2 — относительные скорости входа воздуха в лопаточные каналы рабочего колеса и направляющего аппарата, w_{z1}, w_{z2} — осевые составляющие абсолютной скорости входа воздуха в рабочее колесо и направляющий аппарат

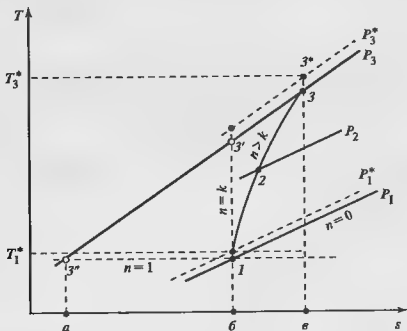


Рис. 2.5. Процесс сжатия газа в ступени осевого компрессора по параметрам торможения и при движущемся потоке газа в T, s -диаграмме (n — показатель политропы; k — показатель изотропии (адиабаты))

где U — тангенциальная (окружная) скорость, м/с, рабочего колеса по направлению вращения ротора; C_{1U}, C_{2U} — окружные составляющие абсолютной скорости воздуха проекции абсолютной скоростей, м/с, на направляющие движения лопаток.

Широкое применение получили ступени осевого компрессора со степенью реактивности $\theta = 0,5$, которые теоретически наиболее экономичны. Они

закручивают поток перед рабочим колесом в сторону вращения ротора. В ступенях со степенью реактивности $\theta = 1$ поток воздуха перед рабочим колесом закручивается в сторону, противоположную вращению ротора. Такие ступени обеспечивают более высокие давления рабочего тела по сравнению со ступенями, у которых $\theta < 1$. В них вся работа сжатия осуществляется в рабочем колесе, а направляющие лопатки только поворачивают поток воздуха. Каждый вид ступеней имеет свои преимущества и область применения.

Коэффициент полезного действия ступени компрессора позволяет оценить совершенство преобразования подводимой к н.й энергии. Он определяется отношением

$$\eta_{\text{ст}} = H_{\text{пол ст}} / H_{\text{ст}} \quad (2.2)$$

Здесь $H_{\text{пол ст}}$, $H_{\text{ст}}$ — полезная и затрачиваемая работа сжатия 1 кг воздуха (газа) в ступени, кДж/кг.

Процесс сжатия может протекать как изотермический, изэнтропный или политропный. Среди этих процессов наибольший интерес представляет *политропный процесс* 1—3 (рис. 2.5). Если охлаждения нет, то вся произведенная работа расходуется на сжатие и перемещение газа массой 1 кг между сечениями 1—3. Полная работа сжатия состоит из полезной работы перемещения и сжатия газа и дополнительной работы, затрачиваемой компрессором из-за потерь в ступени. Эта работа превращается в теплоту, передается газу (воздуху), увеличивает его объем. Поэтому полезная работа $l_{\text{п}}$ равна площади 1—3'—3''—1 и возрастает на величину Δl , равную площади 1—3—3'—1.

Адиабатный процесс сжатия без теплообмена с окружающей средой, но с потерями в процессе сжатия очень близок к действительному процессу сжатия в компрессоре и в T, s -диаграмме изображается аналогично политропно-му (рис. 2.5) с переменным показателем политропы n .

Как правило, под полезной работой сжатия понимают изэнтропный или политропный напор (работу сжатия), при этом соответствующие КПД ступени компрессора равны

$$\eta_{\text{из ст}} = \frac{H_{\text{из ст}}}{H_{\text{к ст}}} = \frac{(p_3^*/p_1^*)^{(k-1)/k} - 1}{T_3^*/T_1^* - 1}; \quad (2.3)$$

$$\eta_{\text{п ст}} = \frac{H_{\text{п ст}}}{H_{\text{к ст}}} = \frac{n}{n-1} \frac{k-1}{k} = \frac{S(a-3''-3'-3-1-6)}{S(a-3''-3-6)}, \quad (2.4)$$

где $S(a-3''-3'-3-1-6)$ и $S(a-3''-3-6)$ — площади многоугольников (рис. 2.5).

Связь этих КПД ступени устанавливается по зависимости

$$\eta_{\text{из ст}} = \frac{(p_3^*/p_1^*)^{(k-1)/k} - 1}{(p_3^*/p_1^*)^{(k-1)/k \eta_{\text{п ст}}} - 1}. \quad (2.5)$$

По мере увеличения давления воздуха в ступени разность $(\eta_{\text{п ст}} - \eta_{\text{из ст}})$ возрастает и становится существенной.

Для неподвижных элементов компрессора (диффузоров и конфузоров) применяют гидравлические политропные и адиабатные КПД.

Количество газа, протекающее через ступень компрессора в единицу времени, называют *расходом*. Массовый, кг/с, и объемный, м³/с, расходы ступени связаны между собой плотностью газа:

$$G_{\text{ст}} = \rho V_{\text{ст}} = \rho F_{\text{ст}} C_{\pm 1} = 0,25(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{вт}}^2) C_{\pm 1} \rho. \quad (2.6)$$

Здесь $F_{\text{ст}}$ — площадь проходного сечения ступени, м²; $D_{\text{н}}$, $D_{\text{вт}}$ — соответственно наружный и внутренний (втулочный) диаметры ступени, м; $C_{\pm 1}$ — осевая составляющая скорости потока газа, м/с; ρ — плотность газа, кг/м³.

При отсутствии утечек газа из ступени его массовый расход остается неизменным, а его объемный расход меняется по длине проточной части компрессора.

Степень повышения давления газа в ступени

$$\pi_{\text{ст}} = p_3/p_1, \quad \pi_{\text{ст}}^* = p_3^*/p_1^*. \quad (2.7)$$

При дозвуковых скоростях течения рабочего тела в ступенях компрессора степень повышения давления не превышает 1,2, что значительно ниже необходимой степени сжатия для современной ГТУ. Поэтому приходится применять осевые компрессоры, в которых число ступеней доходит до 20. В *многоступенчатых компрессорах* ступени должны быть подобраны таким образом, чтобы газ, выходящий из одной ступени, оптимальным образом обтекал решетки рабочего колеса следующей ступени с наиболее выгодными углами атаки. Осевая скорость газа $C_{\pm 1}$ по проточной части компрессора изменяется незначительно, несколько уменьшаясь в конце проточной части из-за увеличения длины последних лопаток. В зависимости от типа осевого компрессора осевая скорость $C_{\pm 1} = 100 - 130$ м/с (низконапорные) и $C_{\pm 1} = 140 - 170$ м/с (высоконапорные осевые компрессоры).

Различают *дозвуковые* (число Маха $M \leq 0,75$), *сверхзвуковые* (по всей высоте лопаток скорости газа превышают скорость звука, $M > 1,1 - 1,2$) и *трансзвуковые* ступени компрессора (скорости газа близки к скорости звука, $M \leq 0,9 - 1,1$). Необходимость увеличивать установочную мощность ГТУ заставляет применять в начале проточной части компрессора сверхзвуковые и трансзвуковые ступени, что позволяет повысить производительность и создаваемое давление.

Профиль проточной части осевого компрессора выбирают, принимая неизменным либо наружный ($D_{\text{н}}$), либо внутренний ($D_{\text{вт}}$), либо средний ($D_{\text{ср}}$) диаметр ступеней. Решение принимается на этапе термогазодинамического расчета проточной части компрессора. Современные технические средства и методы трехмерного проектирования позволяют конструировать профили лопаточного аппарата с предварительно заданным распределением скоростей газа (так называемые аэродинамические поверхности с контролируемой диффузией).

Общий напор (работу сжатия) осевого многоступенчатого компрессора обычно распределяют равномерно между средними ступенями, уменьшая его

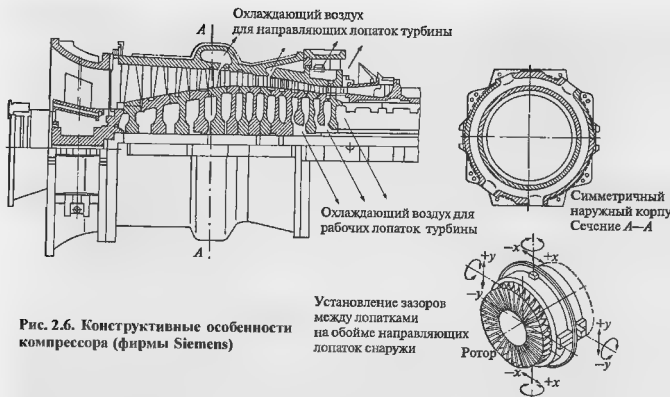


Рис. 2.6. Конструктивные особенности компрессора (фирмы Siemens)

в первые одну-две ступени (для получения приемлемых чисел Маха). Обычно принимают средний напор ступени $H_{\text{кст}} = 20 - 32$ кДж/кг. Первая ступень компрессора работает в наихудших условиях (большой объемный расход, наименьшая скорость звука), и поэтому ее нагрузку выбирают наименьшей.

В определенных случаях расход воздуха через осевой компрессор можно увеличить, проектируя его на повышенную частоту вращения (до 5000 и более об/мин). В этом случае подключение электрогенератора к турбокомпрессору осуществляется через редуктор (например, ГТУ V64.3 фирмы Siemens, ГТУ MS5001M фирмы General Electric и др.). Этому способствует и увеличение диаметра входной ступени компрессора.

Проектирование современных осевых компрессоров невозможно без всеохватывающих испытаний для отработки их конструкции. На специальных стендах измеряются такие параметры, как расход воздуха на входе в компрессор и выходе из него, температура и давление за ступенями, пусковые и динамические характеристики и др. Результаты испытаний учитываются в компьютерных моделях для совершенствования конструкции (рис. 2.6).

Процесс сжатия в многоступенчатом осевом компрессоре условно показан на рис. 2.7, а его изэнтропный КПД в полных параметрах потока определяется из соотношения

$$\eta_{\text{из,к}}^* = H_{\text{из}}^* / H_{\text{к}}^* . \quad (2.8)$$

Степень повышения давления газа в осевом компрессоре

$$\pi_{\text{к}}^* = p_{\text{кк}}^* / p_{\text{н.к}}^* . \quad (2.9)$$

Параметры воздуха на входе в компрессор соответствуют параметрам потока, не возмущенного работой компрессора. В энергетической ГТУ при заборе воздуха из окружающей среды статические и полные параметры (параметры тор-

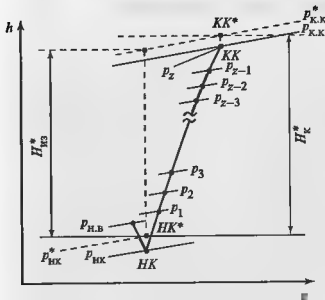


Рис. 2.7. Процесс сжатия газа в многоступенчатом осевом компрессоре в h, s -диаграмме $P_{н.в}$, $P_{н.к}$, $P_{к.к}$, P_1 — P_z — соответственно давление наружного воздуха, давление газа (воздуха) в сечениях HK — HK и KK — KK (см. рис. 2.2) и за ступенями компрессора 1— z

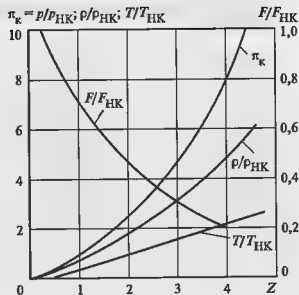


Рис. 2.8. Изменение параметров рабочего тела и площадей проходных сечений в многоступенчатом компрессоре

можения) совпадают, а скорость потока воздуха равна нулю. При подаче сжатого воздуха после компрессора ГТУ в камеру сгорания учитывают скорость этого потока. В качестве полезной энергии принимают работу сжатия H_k^* от давления $p_{н.к}^*$ до полного давления $p_{к.к}^*$, а экономичность компрессора оценивают изэнтропийным (адиабатным) КПД по параметрам торможения (2.8).

Пример изменения параметров воздуха и площадей проходных сечений в многоступенчатом осевом компрессоре приведен на рис. 2.8.

Конструктивные особенности компрессора были показаны на рис. 2.2. Каждая его ступень обычно представляет собой отдельный диск ротора с лопатками и с вмонтированными в корпус направляющими лопатками. Такая конструкция позволяет облегчить пуск компрессора. Диски собирают с помощью параллельных оси компрессора стяжных болтов. Диаметр окружности отверстий для стяжных болтов выбирают таким образом, чтобы обеспечить динамическую жесткость ротора и хорошую передачу момента вращения. В радиальном направлении положение дисков фиксируется по пазу около посадочного отверстия. Между кромками дисков предусмотрен осевой зазор для компенсации теплового расширения при пуске.

Увеличение степени повышения давления в цикле Брайтона приводит к повышению температур на выходе из компрессора, поэтому его ступени изготавливают из высокопрочных материалов с высоким содержанием хрома, молибдена, ванадия и др. Лопаточный аппарат рассчитан для работы в химически агрессивной среде без дополнительного покрытия. В проекте энергетической ГТУ типа ГТЭ-180, например, рабочие лопатки первых восьми ступеней компрессора выполнены из титана, а диски — из стали марки 26ХНЗМ2ФА (проект АО ЛМЗ, ОАО «Авиадвигатель», Пермь, АО ВТИ).

2.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ.

РЕЖИМЫ РАБОТЫ

Осевой многоступенчатый компрессор энергетической ГТУ работает в широких пределах изменения расхода рабочего тела и степени его сжатия. При пусках и остановах компрессор проходит режимы с частотой вращения меньше расчетной, параметры газа (воздуха) на входе в компрессор могут непрерывно меняться.

Проектирование компрессора и определение его КПД, расхода газа, степени повышения давления выполняют для *расчетного (базового) режима* по нормам Международной организации стандартов — ISO (документ 2314) при следующих параметрах воздуха: температуре $T_{нв} = 15^\circ\text{C}$, давлении $p_{нв} = 0,1013$ МПа, влажности $d_{нв} = 60\%$ и номинальной нагрузке. Применительно к этому режиму определяют площадь проходных сечений ступеней проточной части, геометрию лопаточного аппарата и другие параметры.

Остальные режимы работы компрессора являются *переменными (нерасчетными)* из-за изменения параметров наружного воздуха и нагрузки установки. Для определения влияния режима работы компрессора на основные параметры рабочего тела используют зависимости степени повышения давления и КПД от расхода воздуха (рис. 2.9). Применяемые аналитические зависимости неточны из-за большого числа факторов, влияющих на процесс. Поэтому характеристики компрессоров строят на основании испытаний, математических моделей с использованием современных трехмерных расчетных алгоритмов и анализа существующих аналогов. Удачно разработанную конструкцию компрессора фирмы многократно совершенствуют, увеличивают масштаб габаритных размеров ступеней, добавляют нулевые и дополнительные ступени и т.д.

Характеристики компрессора можно построить для абсолютных значений параметров (рис. 2.9, а), используя G_k или V_k для ряда физических значений частоты вращения ротора компрессора $n_\phi - n_1, n_2, \dots, n_6$. Для осевого компрессора энергетической ГТУ при ее работе в энергосети $n_\phi = \text{const}$ и рабочей будет одна частота вращения. В режимах пуска и останова эта частота переменна: $n < n_\phi$. На линии $n_\phi = \text{const}$ будут располагаться точки режимов работы энергетической ГТУ в зависимости от нагрузки и начальной температуры газов. Каждому режиму соответствуют свои значения степени повышения давления π_k^* и объемного расхода воздуха V_k при соответствующем значении КПД $\eta_{изк}^*$. Эти характеристики изменяются при различных параметрах наружного воздуха и, прежде всего, при изменении его температуры, поэтому их необходимо привести к условиям, соответствующим нормам ISO. Для этой цели применяют так называемые *универсальные характеристики* компрессора (рис. 2.9, б). Аргументы этих характеристик определяют в соответствии с гидродинамической теорией подобия. Удобнее всего использовать так называемые *приведенные параметры*, которые имеют единицы, близкие к единицам обычных параметров, но не зависят от начальных параметров воздуха:

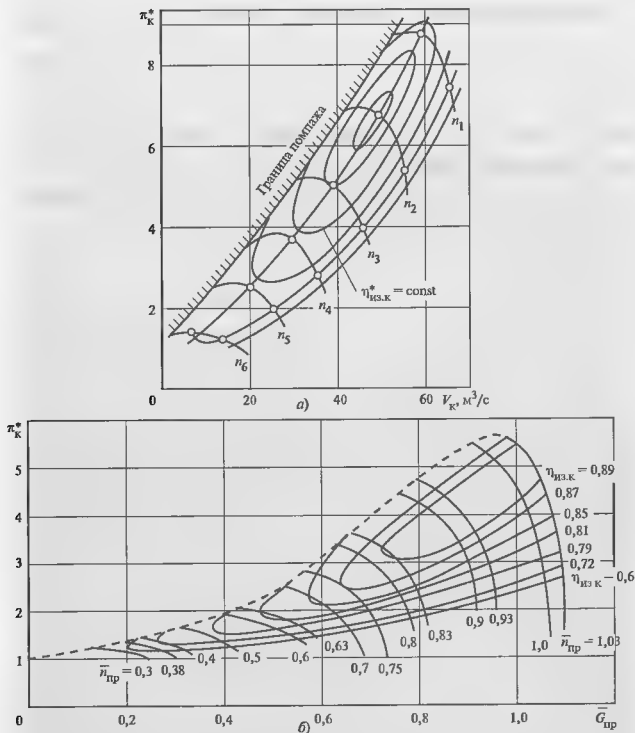


Рис. 2.9. Зависимость основных параметров компрессора от режима его работы, построенная по абсолютным значениям параметров (а) и по универсальным параметрам (б) — универсальная характеристика компрессора

а) относительная приведенная частота вращения

$$\bar{n}_{\text{пр}} = \sqrt{T_{\text{н.в0}}^* / T_{\text{н.в}}^*}, \quad (2.10)$$

где $T_{\text{н.в0}}^* - 15^\circ\text{C}$ (по ISO); $T_{\text{н.в}}^*$ — текущая температура наружного воздуха в рассматриваемом режиме работы компрессора, $^\circ\text{C}$. Кривые $\bar{n}_{\text{пр}}$ (рис. 2.9) называются изодромами. В расчетном режиме $\bar{n}_{\text{пр}} = 1$, а приведенная частота вращения

$$n_{\text{пр}} = \bar{n}_{\text{пр}} n_{\phi}; \quad (2.11)$$

б) *относительный приведенный расход воздуха*

$$\bar{G}_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{к}} p_{\text{н.в0}}^* \sqrt{T_{\text{н.в}}^*}}{G_{\text{к0}} p_{\text{н.в}}^*}, \quad (2.12)$$

где $G_{\text{к}}$, $G_{\text{к0}}$ — массовые расходы воздуха нерасчетного и расчетного режимов работы, кг/с; $p_{\text{н.в}}^*$, $p_{\text{н.в0}}^*$ — давления наружного воздуха нерасчетного и расчетного режимов работы, МПа.

Для определения характеристик компрессора в нерасчетном режиме необходимо располагать двумя параметрами:

$$\pi_{\text{к}}^* = f_1(\bar{G}_{\text{пр}}, \bar{n}_{\text{пр}}); \quad (2.13)$$

$$\eta_{\text{к из}}^* = f_2(\bar{G}_{\text{пр}}, \bar{n}_{\text{пр}}). \quad (2.14)$$

Характеристики осевых компрессоров похожи на характеристики вентиляторов и насосов, но некоторое их отличие связано с сжимаемостью рабочей среды — воздуха.

Важной характеристикой осевого компрессора является *граница помпажа*, связанная с явлением *помпажа*. В процессе работы осевого компрессора возникают возмущения, вызываемые изменениями как частоты вращения, так и сопротивления сети — газовой турбины. Они могут вывести систему компрессор — ГТ из равновесия. Важным показателем этой системы является *аккумулирующая способность сети*, определяемая возможностью накопления некоего избыточного рабочего тела по сравнению с его установившимся течением. На этот процесс может повлиять также изменение плотности воздуха. В такой системе могут развиваться режимы с вращающимся срывом потока, нарушающие устойчивость течения и приводящие к пульсациям. Эти явления возникают, в частности, при снижении расхода рабочего тела и уменьшении частоты вращения. При дальнейшем снижении расхода в отдельных зонах проточной части компрессора создается устойчивый вращающийся срыв потока, который сильно замедляется, и может иметь место обратное течение ($C_{\text{э1}} < 0$). Развитие этого вращающегося срыва при дальнейшем уменьшении расхода в конце концов приводит к полной потере устойчивости потока и появлению колебаний давления в системе компрессор — ГТ, т.е. возникает помпаж. Это явление характеризуется нарастающим гулом в работающем компрессоре, хлопками в заборном устройстве и выбросом воздуха, появлением вибраций лопаточного аппарата вплоть до его разрушения. Одновременно резко падает КПД компрессора, поэтому явление помпажа недопустимо даже кратковременно!

Граница режимов, при которых имеют место некие минимальные (в отношении возникновения помпажа) расход воздуха и относительная приведенная частота вращения, называется *границей помпажа*. Часто вместо нее на характеристике компрессора указывают *границу его устойчивой работы*, соответствующую предпомпажным режимам. Расчетным путем определяются запасы газодинамической устойчивости компрессора. Близость режима ра-

боты компрессора к границе устойчивости можно количественно оценить коэффициентом запаса устойчивости:

$$K_y = \left| \frac{G_k \pi_{k,уст}^*}{G_{k,уст} \pi_k^*} \right|_{\bar{n}_{пр} = \text{const}} \approx 1,1—1,15, \quad (2.15)$$

где $G_{k,уст}$, $\pi_{k,уст}^*$ — расход и степень повышения давления на границе устойчивости при той же частоте вращения $\bar{n}_{пр}$, при которой определены G_k , π_k^* в данном режиме.

Следующей важной особенностью характеристик компрессора является их значительная *крутизна*, которая увеличивается с повышением приведенной частоты вращения (рис. 2.9, б) и с изменением плотности воздуха. Чем больше ступеней в многоступенчатом компрессоре и чем выше степень повышения давления а каждой ступени, тем круче характеристики данного компрессора.

Важнейшей особенностью характеристик компрессора является их *зависимость от параметров и физических свойств воздуха*. Изменение его температуры вызывает изменение плотности и, следовательно, массового расхода. В меньшей мере на плотность воздуха влияет изменение его давления и влажности. Происходят также изменения числа Маха и показателя изэнтропии, что влечет за собой изменение характеристик компрессора. Следует помнить, что рабочим телом в компрессоре энергетической ГТУ является забираемый из атмосферы воздух, поэтому установка реагирует на изменения параметров воздуха.

При проектировании осеаого компрессора требуется решить сложную аэродинамическую задачу сведения к минимуму работы, расходуемой на сжатие воздуха. Это позволяет эффективнее использовать работу, совершенную ГТ ГТУ. Особо важное значение в конструкции любого компрессора имеет способность устранения срыва потока воздуха с элементов его проточной части. При пуске ГТУ частота вращения компрессора изменяется от нуля до номинальной, поэтому важно предусмотреть такой расход воздуха через компрессор, чтобы не допустить его повреждения из-за неизбежного срыва потока при работе на положенной частоте вращения и исключить срыв потока на номинальной частоте вращения. Для решения этой задачи при пониженной частоте вращения прикрывают ВНА с целью ограничить расход, а также используют перепуск воздуха из одной или нескольких ступеней компрессора. Эти действия ослабляют интенсивность срыва потока и исключают вероятность повреждения элементов проточной части компрессора.

Компрессор любой энергетической ГТУ снабжен *антипомпажной системой*. Она используется в режимах пуска и останова ГТУ, а также при попадании ее в режимы, близкие к границе устойчивой работы. На рис. 2.10 приведен пример антипомпажной системы современной ГТУ. Она состоит из двух ступеней сброса аоздуха в атмосферу через антипомпажные клапаны (АПК), расположенные за второй и пятой ступенями компрессора. В процессе пуска ГТУ антипомпажные клапаны остаются открытыми до тех пор, пока частота вращения ротора не достигает приблизительно 90 % рабочего значения. После этого

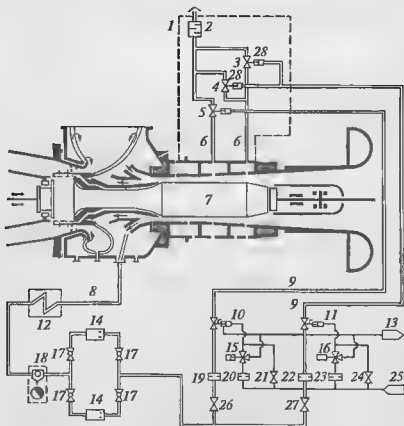


Рис. 2.10. Схема антипомпажной системы компрессора ГТУ GT8C (ABB)

1 — продувочный колпак; 2 — глушитель, 3, 4 — антипомпажные клапаны первой ступени; 5 — антипомпажный клапан второй ступени; 6 — антипомпажная система компрессора; 7 — компрессор, 8 — отвод охлаждающего воздуха; 9 — система регулирующего воздуха для антипомпажных клапанов, 10 — предохранительное реле второй ступени давления, 11 — предохранительное реле первой ступени давления, 12 — воздушный охладитель, 13 — система возврата масла, 14 — воздушные фильтры; 15 — вспомогательный клапан второй ступени сброса, 16 — вспомогательный клапан первой ступени сброса, 17 — шаровые запорные клапаны; 18 — циклонный сепаратор; 19 — питательная диафрагма второй ступени, 20 — диафрагма второй ступени, 21 — обратный клапан второй ступени, 22 — питательная диафрагма первой ступени, 23 — диафрагма первой ступени, 24 — обратный клапан первой ступени; 25 — система регулирующего масла для сбросных клапанов; 26 — редуктор второй ступени; 27 — редуктор первой ступени, 28 — серводвигатель (исполнительный двигатель)

клапаны закрываются и остаются закрытыми при нормальной эксплуатации ГТУ. При ее останове процесс повторяется в обратную сторону.

В антипомпажной системе используется воздух, забираемый за компрессором 9 и охлаждаемый в воздушном охладителе 12. После сепаратора 18 и воздушных фильтров 14 регулирующий воздух 9 через редукторы 26, 27 и предохранительные реле 10, 11 направляется в исполнительный двигатель (серводвигатель) антипомпажных клапанов (3—5). При этом используется регулирующая масляная система ГТУ для сбросных клапанов (вход 25, выход 13). При отключении ГТУ давление масла в системе регулирования 25 немедленно понижается. Предохранительные реле 10, 11 выключаются, регулирующий воздух сбрасывается из серводвигателей АПК 3—5, после чего они открываются под действием встроенных в них пружин.

Защиту осевого компрессора от помпажа можно осуществить также, применяя поворот лопаток входного направляющего аппарата, что увеличивает

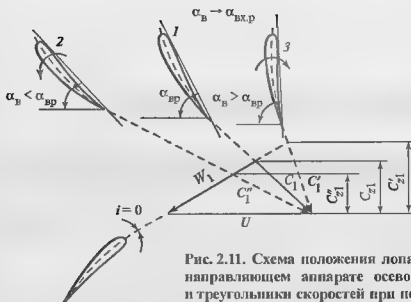


Рис. 2.11. Схема положения лопаток во входном направляющем аппарате осевого компрессора и треугольники скоростей при повороте лопаток

область безотрывного обтекания профилей проточной части. Поворотные лопатки могут быть не только у ВНА, но и у нескольких (до четырех) первых ступеней осевого компрессора, что позволяет изменять его характеристики. Изменение угла поворота лопаточного аппарата ВНА по сравнению с расчетным углом установки $\alpha_{вр}$ изменяет осевую скорость потока C_{11} и расход воз-

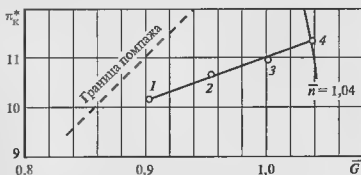


Рис. 2.12. Смещение изодромы на универсальной характеристике компрессора ГТЭ-150 при изменении угла поворота лопаток ВНА

духа через компрессор (рис. 2.11). Влияние угла установки ВНА на работу компрессора ГТУ типа ГТЭ-150, работающего на ГРЭС-3 ОАО «Мосэнерго», показано на рис. 2.12. При прикрытии входного направляющего аппарата происходит значительное смещение изодромы на универсальной характеристике (см. рис. 2.9) компрессора влево — вниз от точки 4 до точки 1. По данным ВТИ, прикрытия ВНА на 15° приводит в компрессоре ГТУ типа ГТЭ-150 к снижению приведенного расхода воздуха и производительности компрессора на 13 и 10 % соответственно. В дальнейшем будет рассказано об использовании ВНА для регулирования нагрузки энергетической ГТУ и параметров газов за ГТ.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные элементы конструктивной схемы осевого компрессора ГТУ.
2. Что определяет массовый расход воздуха через ступень осевого компрессора $G_{ст}$?
3. Какой режим работы осевого компрессора называют расчетным?
4. Каковы причины, приводящие к возникновению явления помпажа при работе осевого компрессора ГТУ?
5. Назовите функции входного направляющего аппарата компрессора ГТУ.

КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

3.1. ВИДЫ СЖИГАЕМЫХ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГТУ ТОПЛИВ. НАЗНАЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТУ

Энергетические ГТУ ориентированы на сжигание газообразных и жидких органических топлив, отвечающих весьма жестким требованиям, обусловленным спецификой технологического процесса.

Природные горючие газы (*природный газ*) состоят из смеси различных углеводородов, в которой доля метанового ряда, и прежде всего метана, значительна (более 90 %). В смеси имеется также небольшое количество CO_2 , N_2 и др. Низшая теплота сгорания природного газа составляет 45—48 МДж/кг. Ряд фирм и организаций осуществляют расчет тепловой схемы энергетических ГТУ для эталонного природного газа, состоящего из чистого метана (CH_4 — 100 %, $Q_i^* = 50\,056$ кДж/кг), что облегчает сравнимость таких расчетов разных тепловых схем. При необходимости реальные характеристики топлива учитываются соответствующими поправками.

Попутный газ — побочный продукт эксплуатации нефтяных месторождений — имеет характеристики, близкие к характеристикам природного газа при большем, чем в природном газе, содержании высших углеводородов и разбросе значений низшей теплоты сгорания.

Искусственный (синтетический) газ получают в газогенераторных установках при газификации различных марок углей. В нем значительна доля водорода и оксида углерода, присутствуют сероводород и азот в больших количествах, чем в природном газе. Низшая теплота сгорания такого газа значительно меньше и обычно не превышает 10 МДж/кг.

Подавляющее число современных энергетических ГТУ рассчитывают на сжигание природного газа, поступающего на электростанции с месторождений по магистральным газопроводам. Запасы этого топлива на ТЭС по понятным причинам не предусматривают, поэтому актуален вопрос о резервном топливе для ГТУ.

В энергетических ГТУ используются следующие виды *жидкого топлива*:

а) *газотурбинное*, в котором объемная концентрация углерода составляет 86—87 %, водорода 12—12,5 %, а $Q_i^* = 42,5$ —43 МДж/кг;

б) *дизельное*, в котором концентрация углерода составляет 86 %, водорода 13 %, а $Q_i^* = 42,5$ —43 МДж/кг;

в) высококачественный мазут (флотский) марок Ф-5, Ф-12.

Основные параметры жидкого, газотурбинного и газообразного топлива приведены ниже.

Основные параметры газообразного топлива (природный газ по ГОСТ 5542—87)

Низшая теплота сгорания при 20 °С и 0,1013 МПа, МДж/м ³ (ккал/м ³), не менее	31,8 (7600)
Плотность при 20 °С и 0,1013 МПа, кг/м ³	0,676—0,83
Массовая концентрация сероводорода, г/м ³ , не более	0,02
Массовая концентрация меркаптановой серы, г/м ³ , не более	0,036
Объемная концентрация кислорода, %, не более	1,0
Масса механических примесей в 1 м ³ , г, не более	0,001
Температура воспламенения, °С	600—800
Концентрационные пределы воспламенения (по метану), %:	
нижний	5
верхний	15

Примечание. По согласованию с потребителем допускается подача газа для энергетических целей с более высоким содержанием сероводорода и меркаптановой серы.

Основные параметры газотурбинного топлива (по ГОСТ 10433—75)

Параметр	Вид топлива	
	А	Б
Условная вязкость при 60 °С, не более	1,6	3,0
Низшая теплота сгорания, МДж/кг, не менее	39,8	39,8
Зольность, %, не более	0,01	0,01
Массовая концентрация, %, не более:		
ванадия	0,00005	0,0004
натрия и калия (в сумме)	0,002	—
кальция	0,0004	—
серы	1,8	1,0
механических примесей	0,02	0,03
воды	0,1	0,5
свинца	0,0001	—
Коксуемость, %, не более	0,2	0,5
Температура вспышки, определяемая в закрытом тигле, °С, не менее	65	62
Температура застывания, °С, не выше	5	5
Йодное число, г йода на 100 г топлива, не более	—	45
Плотность при 20 °С, кг/м ³ , не более	—	935

Примечание. Сероводород и водорастворимые кислоты и щелочи отсутствуют.

Основные параметры жидкого топлива (дизельное по ГОСТ 305—82)

Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре:	
20 °С	1,5—8,0
50 °С	—
Температура застывания, °С, не более	—60——10
Температура вспышки, °С, не менее	35—90
Зольность, %, не более	0,01
Коксуемость, %, не более	0,035—0,37
Объемная концентрация серы, %, не более	0,15—0,5

Массовая концентрация металлов, мг/кг, не более:

ванадия	(0,3)
натрия	(0,5)
натрия + калия (в сумме)	—
кальция	—
свинца	—
Плотность при 20 °С, г/см ³ , не более.....	0,81—0,88
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	42,5—42,8

Примечание. Механические примеси и вода отсутствуют. В скобках приведены ориентировочные значения.

В качестве резервного топлива, когда основным топливом является природный газ, можно использовать как жидкое топливо, сохраняемое в топливных резервуарах (см. гл. 5), так и природный газ, поступающий по независимой газовой магистрали. Принципиальным является вопрос о давлении поступающего на электростанцию магистрального природного газа. С учетом потерь в газораспределительном пункте ТЭС это давление на 0,3—0,5 МПа должно превышать максимальное давление воздуха, направляемого из компрессора в камеры сгорания ГТУ (см. рис. 1.2, а):

$$p_r \geq p_{\text{кк}}^{\text{max}} + (0,3—0,5) \text{ МПа.} \quad (3.1)$$

В тех случаях, когда это условие не соблюдается, необходима установка дожимных компрессоров повышения давления газа.

Необходимо иметь в виду, что в дожимных компрессорах все элементы, входящие в соприкосновение с газовым топливом, нельзя смазывать маслом. Можно использовать соответствующие подходящие материалы (тефлон и т.п.).

Все шире применяется подогрев используемого в ГТУ топлива (природного газа). Этот подогрев строго контролируется фирмами-производителями оборудования, которые указывают его предельное значение (для ГТУ V 94.2 фирмы Siemens, например, не более 150 °С), связанное с конструкцией и параметрами камеры сгорания.

Газы, используемые в камерах сгорания ГТУ, в которых объемная концентрация водорода H_2 свыше 1 % и/или ацетилена C_2H_2 более 0,1 %, могут сжигаться только в диффузионном турбулентном пламени (см. далее). В противном случае (например, в режиме предварительного смешения воздуха и топлива и создания обедненной смеси) существует опасность раннего возгорания, детонации и полного разрушения горелок.

К камерам сгорания современных энергетических установок предъявляется большое число различных требований, регламентирующих их экономичность, надежность и ограниченный выброс вредных веществ (экологические требования). При проектировании энергетических установок обеспечить пытаются все требования, но не всегда это удается.

Рассмотрим подробнее эти требования.

1. *Экономичность* работы камеры сгорания оценивают, прежде всего, коэффициентом полноты сгорания топлива (тепловой КПД камеры сгорания):

$$\eta_{\text{КС}} = Q_1 / Q_{\text{II}}, \quad (3.2)$$

где Q_1 — количество теплоты, выделяющееся в рабочем объеме камеры сгорания при горении топлива за единицу времени и затрачиваемое на нагревание воздуха, поступающего из компрессора, кВт; Q_2 — полное количество теплоты, которое может выделяться за единицу времени при сгорании топлива в камере сгорания ГТУ, кВт.

В расчетном режиме современные камеры сгорания энергетических ГТУ характеризуются высокой экономичностью: $\eta_{КС} = 0,98—0,99$, а в диапазоне возможных рабочих нагрузок $\eta_{КС} = 0,95—0,99$.

Другим показателем экономичности (эффективности работы) КС служит коэффициент восстановления полного давления, оценивающий потери давления рабочего тела в камере сгорания:

$$\sigma^* = \frac{p_{нт}^*}{p_{кк}^*} = 1 - \frac{\Delta p_{КС}^*}{p_{кк}^*}, \quad (3.3)$$

где $p_{нт}^*$, $p_{кк}^*$ — полные давления газов перед газовой турбиной и воздуха за компрессором, МПа; $\Delta p_{КС}^*$ — общие потери полного давления (потери на трение $\Delta p_{тр}^*$, турбулентные потери $\Delta p_{турб}^*$, потери в потоке при подводе теплоты Δp_t^*), МПа:

$$\Delta p_{КС}^* = \Delta p_{тр}^* + \Delta p_{турб}^* + \Delta p_t^*. \quad (3.4)$$

В современных камерах сгорания энергетических ГТУ значение $\sigma^* \geq 0,97$. Увеличение этого значения — одна из основных задач проектирования камер сгорания (КС), так как рост потерь $\Delta p_{КС}^*$ на 1 % приводит к уменьшению мощности ГТУ в среднем на 1 % в зависимости от степени повышения давления в компрессоре π_k^* и температуры газов перед газовой турбиной $T_{нт}^*$.

2. *Надежность* работы камеры сгорания ГТУ можно оценить рядом критериев. Во-первых, это *теплонпряженность рабочего объема* камеры сгорания U_V , Вт/(м³ · Па), и ее *сечения* U_F , Вт/(м² · Па). Они определяют соответствующие габаритные размеры и металлоемкость:

$$U_V = \frac{B_{ГТ} Q_i^* \eta_{КС}}{V_{КС} p_{кк}}; \quad (3.5)$$

$$U_F = \frac{B_{ГТ} Q_i^* \eta_{КС}}{F_{КС} p_{кк}}. \quad (3.6)$$

Здесь $B_{ГТ}$ — массовый расход топлива в КС ГТУ, кг/с; Q_i^* — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $\eta_{КС}$ — коэффициент полноты сгорания топлива в КС; $V_{КС}$ — внутренний объем огневой зоны пламенной трубы КС, м³; $F_{КС}$ — площадь наибольшего поперечного сечения пламенной трубы КС, м².

Камеры сгорания энергетических ГТУ характеризуются следующими величинами: $U_V = 80\text{—}200 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{Па})$ и $U_F = 50\text{—}300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{Па})$.

Надежность работы КС ГТУ обеспечивается *запасом* значений параметров по отношению к критическим значениям тепловых или механических нагрузок материалов пламенных (жаровых) труб и корпусов. Задают относительно небольшую *неравномерность поля температуры газа* на выходе из камеры сгорания:

$$\delta T = \frac{T_{\max}^* - T_{\min}^*}{T_{\text{ср}}^*} 100 \%, \quad (3.7)$$

где $T_{\max}^*$, $T_{\min}^*$ — соответственно максимальная и минимальная температура торможения отдельных струй потока газа в выходном сечении КС; $T_{\text{ср}}^*$ — средняя (расчетная) температура торможения потока газа за КС.

В энергетической ГТУ $\delta T \leq 5\text{—}10 \%$.

Надежность работы камеры сгорания в отношении организации рабочего процесса оценивают так называемой *срывной характеристикой*, представляющей собой зависимость расхода воздуха $G_v = f(\alpha_{\text{КС}})$. Здесь $\alpha_{\text{КС}}$ — общее значение коэффициента избытка воздуха в КС. Рабочие режимы должны обеспечивать достаточное удаление от границ срыва пламени при горении как богатой (избыток воздуха $\alpha < 1$), так и бедной смеси топлива и воздуха ($\alpha > 1$). Срывная характеристика зависит от конструкции КС, параметров воздуха, вида сжигаемого топлива и способа его подачи.

Камеры сгорания должны обеспечивать *формирование начальной температуры газов* $T_{\text{нт}}^*$ перед газовой турбиной, надежный и быстрый пуск ГТУ, устойчивую работу на различных режимах, автоматический переход с основного на резервное топливо. Они должны иметь достаточную долговечность конструкции, удобство и безопасность эксплуатации, ремонтпригодность. В них не должно образовываться нагара, нарушающего нормальную эксплуатацию деталей КС и проточной части газовой турбины.

3. *Экологичность* работы КС энергетических ГТУ приобретает все большее значение из-за ужесточения норм выбросов вредных веществ в окружающую среду. При эксплуатации ГТУ такими вредными веществами являются: оксиды азота NO и NO_2 , обозначаемые NO_x , оксид углерода CO , несгоревшие в результате неполного сгорания углеводороды, оксиды серы SO_2 и SO_3 , обозначаемые SO_x , и твердые частицы. Несгоревшие углеводороды включают в себя летучие органические соединения, которые способствуют образованию атмосферного озона.

Большая часть оксидов азота (*термических оксидов*) образуется в процессе сжигания топлива в КС. Оксиды азота образуются также в результате связи азота, присутствующего в самом топливе, с кислородом — *топливно-связанный азот*.

Термические оксиды азота образуются в результате химических реакций. В соответствии с механизмом Зельдовича скорость образования этих оксидов имеет экспоненциальную зависимость от температуры пламени. Следовательно, количество образующихся оксидов азота является функцией не

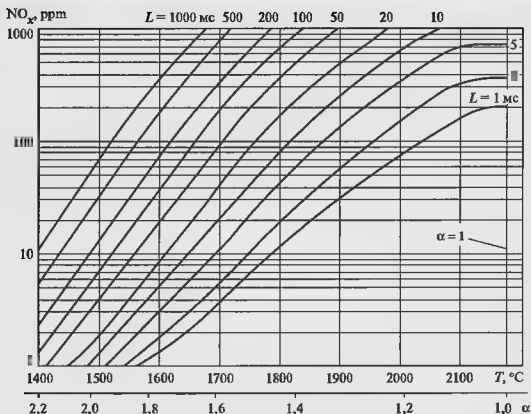


Рис. 3.1. Зависимость образования термических оксидов азота от температуры газов и времени пребывания этих газов в зоне максимальных температур (для сухих газов при объемной концентрации кислорода 15 %; топливо — природный газ, температура воздуха после компрессора 400°C)

L , мс — время пребывания газов в зоне максимальных температур: $L = 150$ мс — в выносных КС; $L = 30$ мс — в кольцевых КС; $L = 15$ мс — для КС нового поколения

только температуры пламени, но также и времени, в течение которого смесь горячих газов находится при температуре пламени (рис. 3.1). Эта зависимость является линейной функцией времени. Таким образом, температура и время нахождения газов при этой температуре определяют уровни выхода термических оксидов азота и являются важнейшими переменными, которыми конструктор должен оперировать, чтобы снизить выбросы NO_x .

Для конкретного топлива скорость образования оксидов азота можно представить в виде функции избытка воздуха

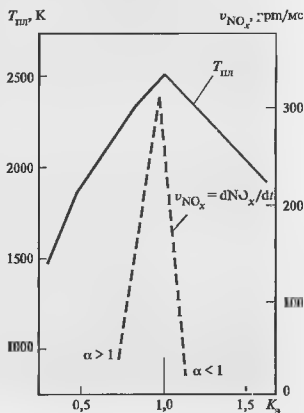


Рис. 3.2. Зависимости скорости образования термических оксидов азота v_{NO_x} и температуры пламени от коэффициента эквивалентности $K_z = 1/\alpha$ для жидкого нефтепродукта при предварительном нагреве воздуха до 315 °C

(рис. 3.2). Как следует из рисунка, наивысшая скорость образования оксидов азота имеет место при стехиометрической (адиабатической) температуре пламени. Ввиду того что разные виды сжигаемого топлива характеризуются разной максимальной температурой пламени, следует ожидать существенных различий в выходе оксидов азота, что и наблюдается на практике.

Скорость образования оксидов азота уменьшается по мере обеднения топливной смеси ($\alpha > 1$) в зоне пламени, т.е. по мере уменьшения его температуры. По той же причине для снижения выбросов вредных веществ в КС впрыскивают воду (пар) в количестве $D_v \leq (0,5—1,5)B_{ГТ}$ — так называемые *мокрые камеры сгорания*.

Минимальных уровней оксида азота можно добиться, применяя сухие КС с обедненной топливной смесью.

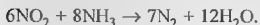
Высокие экологические показатели КС и всей ГТУ можно получить тремя основными методами:

а) применением мокрых КС обычной конструкции с диффузионным факелом и впрыском воды (пара);

б) применением микрофакельного многоступенчатого сжигания обедненной топливной смеси в сухих КС;

в) дополнительным использованием каталитической очистки выходных газов ГТУ.

Процесс селективного каталитического восстановления (СКВ) DENOX является наиболее широко применяемой технологией восстановления оксидов азота NO_x в выходных газах ГТУ. Он представляет собой метод преобразования оксидов азота в выходных газах ГТУ в молекулярный азот, воду и кислород за счет химической реакции этих оксидов с аммиаком в присутствии катализатора. В качестве примера приведена схема установки, разработанной датской фирмой «Хальдер Топсе АО» (рис. 3.3). Восстановление оксидов азота происходит при впрыске восстанавливающего агента — водного раствора аммиака в выходные газы ГТУ при температуре 300–420 °С и последующем проходе смеси аммиак—выходные газы через катализатор. При наличии катализатора оксиды азота превращаются в азот и водяной пар:



Таким образом, конверсия оксидов азота не создает вторичного загрязнения.

Катализатор СКВ — это рифленая монолитная пластина на волокнистом носителе, усиленном TiO_2 . Он изготавливается в виде элементов, заключенных в стальные пластины размером 466 × 466 × 572 мм. В качестве каталитически активных материалов использованы оксиды металлов (например, пентоксид ванадия), это позволяет связывать до 90 % оксидов азота.

В перспективе ожидается переход к таким КС, в которых каталитический реактор расположен внутри.

Современные энергетические ГТУ при использовании природного газа дают низкие уровни выбросов оксида азота и углекислого газа (в пределах 10–40 ppm, т.е. 10–40 частей на миллион по объему в сухом состоянии при объемной концентрации O_2 15 %).

Под терминами «концентрация NO_x », «содержание NO_x » и «уровень NO_x » обычно подразумевается количество NO_x , ppm (объемных частей на млн) (см. также § 5.6).

Содержание NO_x часто указывается в миллиграммах на нормальный кубический метр. Для перевода из одних единиц в другие (во влажном или сухом газе) можно использовать зависимость:

$$\text{NO}_x [\text{ppm об.}] = \frac{\text{NO}_x [\text{мг/м}^3]}{46} 22,415. \quad (3.8)$$

Для того чтобы перевести содержание NO_x во влажном газе на содержание в сухом газе или наоборот, можно использовать формулу

$$\text{NO}_{x \text{ сух}} = \text{NO}_{x \text{ вл}} \frac{1}{1 - \frac{\text{H}_2\text{O}[\%]}{100}}, \quad (3.9)$$

где $\text{NO}_{x \text{ вл}}$ — средняя концентрация NO_x , отнесенная к реальному значению O_2 для влажного газа; $\text{NO}_{x \text{ сух}}$ — то же для сухого газа; H_2O — реальная объемная концентрация H_2O , измеренная в процентах.

Вышеуказанная формула применима для перевода концентраций всех компонентов выходных газов, из содержания в сухом газе в содержание во влажном газе и наоборот (за исключением H_2O). Реальная объемная концентрация O_2 во влажном газе не равна объемной концентрации в сухом, и для перевода также следует использовать формулу (3.9).

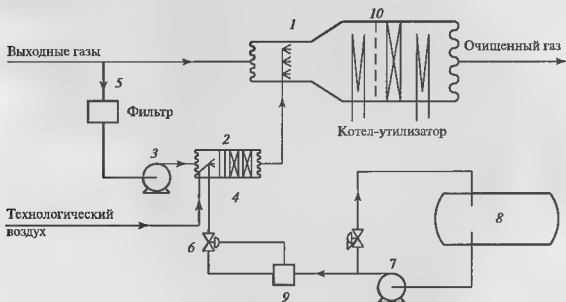


Рис. 3.3. Схема установки СКВ DENOX (фирмы «Хальдер Топсе») для селективного каталитического восстановления оксидов азота NO_x

1 — инжекторная решетка с соплами для подачи разбавленных паров водного раствора аммиака в поток выходных газов ГТУ, 2 — испаритель водного раствора аммиака; 3 — газодувка на байпасе выходных газов ГТУ; 4 — смеситель паров водного раствора аммиака с выходными газами байпасного потока; 5 — байпасный поток газов; 6 — клапан контроля водного раствора аммиака, 7 — насос подачи водного раствора аммиака с регулятором постоянного давления в коллекторе; 8 — бак хранения водного раствора аммиака, 9 — расходомер, 10 — катализатор

Для приведения содержания NO_x , отнесенного к любой другой концентрации z , %, сухого газа, к 15 %-ной концентрации O_2 сухого газа и наоборот следует использовать зависимость

$$\frac{\text{NO}_x[z\%\text{O}_2]}{21 - z} = \frac{\text{NO}_x[15\%\text{O}_2]}{21 - 15}, \quad (3.10)$$

где $\text{NO}_x[15\%\text{O}_2]$ — концентрация NO_x , отнесенная к 15 %-ной объемной концентрации O_2 (сухой газ); $\text{NO}_x[z\%\text{O}_2]$ — концентрация NO_x , отнесенная к z % объемной концентрации O_2 (сухой газ).

Необходимо иметь в виду, что применение энергетических ГТУ с регенерацией теплоты выходных газов при одновременном повышении экономичности связано с увеличением температуры циклового воздуха, подводимого в КС. При этом уровень эмиссии оксидов азота в КС диффузионного типа резко возрастает (примерно вдвое с увеличением этой температуры на каждые 100 °С). Существуют различные технические решения, позволяющие избежать роста концентрации NO_x в таких условиях.

3.2. ТИПЫ КАМЕР СГОРАНИЯ И ИХ КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ. ОСОБЕННОСТИ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА

Камеры сгорания энергетической ГТУ — устройства, предназначенные для преобразования химической энергии топлива в тепловую энергию рабочего тела, имеющего параметры, соответствующие требованиям технологического процесса. Заданный температурный уровень продуктов сгорания перед ГТ обеспечивается подачей воздуха в количестве, превышающем необходимое для полного сгорания топлива.

Тип КС и ее конструкция зависят от назначения, компоновки, направления потоков рабочего тела, количества горелок и др.

Камеры сгорания энергетических ГТУ подразделяются:

по назначению (основные, промежуточного подогрева газов, дожигания топлива — в схемах ПГУ);

компоновке в схеме ГТУ (выносные (рис. 3.4), расположенные рядом с ГТУ и соединенные трубопроводами подвода воздуха, топлива и отвода газов; встроенные (рис. 3.5), имеющие общий корпус с ГТ и компрессором);

конструкции корпуса и пламенных труб (кольцевые (рис. 3.6, а, е); трубчато-кольцевые (рис. 3.6, б и д) и секционные (рис. 3.6, в, з));

количеству горелок в одной пламенной трубе (одногогорелочные и многогорелочные, см. рис. 3.5).

Выносные камеры сгорания располагаются перпендикулярно или параллельно продольной оси ГТУ, их легче компоновать, обслуживать и ремонтировать. Наличие длинных газоходов между КС и ГТ улучшает перемешивание продуктов сгорания с воздухом. Одновременно увеличиваются потери напора, масса и габаритные размеры установки. Такие КС получили применение в российских ГТУ типа ГТ-25-700, ГТЗ-35-770, а также в конструкциях ГТУ ряда зарубежных фирм АВВ и Siemens. Вместе с тем в последнее

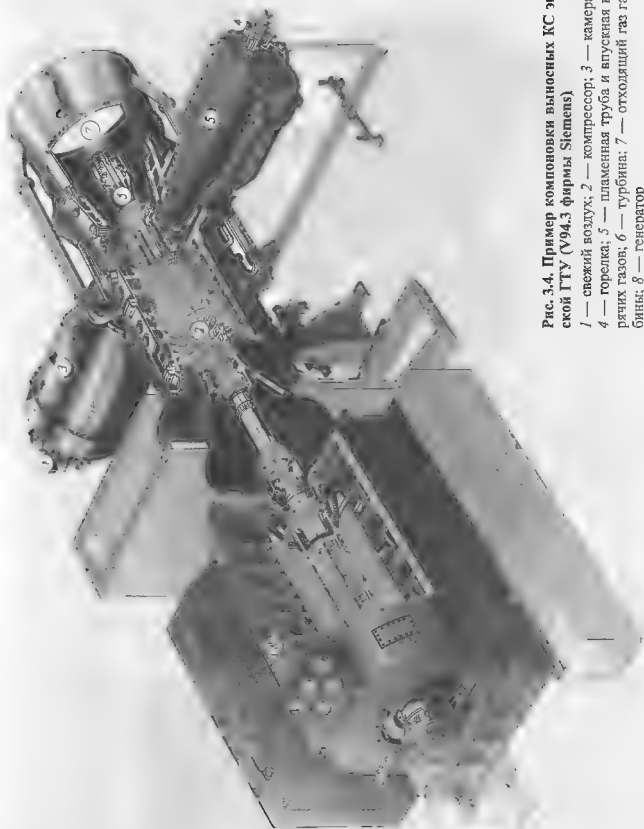


Рис. 3.4. Пример компоновки выносных КС энергетической ГТУ (V94.3 фирмы Siemens)

1 — свежий воздух; 2 — компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — горелка; 5 — пламенная труба и впускная коробка горячих газов; 6 — турбина; 7 — отходящий газ газовой турбины; 8 — генератор



Рис. 3.5. Пример компоновки встроенных КС энергетической ГТУ (MS6001FA фирмы General Electric)
Обозначения см. подпись к рис. 3.4

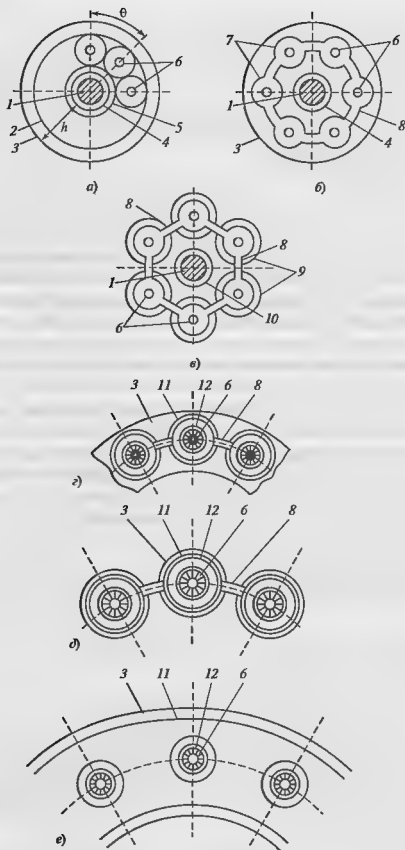


Рис. 3.6. Схемы конструкций встроенных КС энергетических ГТУ (вид со стороны компрессора)

а, в — кольцевые, *б, д* — трубчато-кольцевые; *в, г* — секционные; *1* — вал ротора ГТУ; *2* — наружная обечайка кольцевой пламенной трубы; *3* — наружный (кольцевой) корпус камеры сгорания; *4* — внутренний корпус, *5* — внутренняя обечайка кольцевой пламенной трубы, *6* — форсунки; *7* — отдельные пламенные трубы; *8* — патрубок для переброски пламени; *9* — корпус; *10* — кожух вала; *11* — пламенная труба; *12* — завихритель

время российские и зарубежные производители энергетических ГТУ отказываются от использования выносных КС.

Кольцевая КС отличается компактностью и легкостью конструкции и располагается между компрессором и ГТ вокруг вала ГТУ. Ее рабочий объем представляет собой сплошное кольцевое пространство между внутренними и наружными обечайками пламенных труб. Число форсунок выбирается таким, чтобы фронт пламени полностью заполнял сечение кольцевого пространства пламенной трубы.

В *трубчато-кольцевой* КС внутренний и наружный корпусы, как и в кольцевой КС, — общие. Потоки газов, выходящие из пламенных труб, объединяются в кольцевом газосборнике непосредственно перед сопловым аппаратом КС. Число пламенных труб выбирают в зависимости от сечения передней части газовой турбины в пределах от 6 до 12. Пламенные (жаровые) трубы соединены между собой патрубками переброса пламени этих труб. При пуске ГТУ переброской пламени от горящего факела пусковых горелок обеспечивается воспламенение топлива во всех пламенных трубах. Эти же патрубки способствуют восстановлению горения при срыве факела в одной из пламенных труб и выравниванию давления газов в них.

Секционная КС состоит из отдельных блоков пламенных труб со своими корпусами и переходниками, подводящими газы к сопловому аппарату ГТ. Работа каждого блока автономна, но имеются патрубки переброса пламени. Число форсунок в каждой секции зависит от габаритных размеров пламенной трубы и ее конструкции. В КС энергетической ГТУ фирмы Siemens (рис. 3.4) таких форсунок по 5 шт. в каждой пламенной трубе.

Переход от выносных (бункерных) КС к встроенным КС имеет следующие причины:

- использование встроенных в конструкцию ГТУ КС позволяет осуществить заводскую сборку, испытания и отгрузку всей установки без промежуточной сборки;

- обеспечивает формирование температурного профиля газов на входе в ГТ, что повышает срок ее службы;

- легче производить текущее обслуживание и ремонт;

- переходные участки, соединяющие встроенные КС и ГТ, имеют меньшие размеры. Они менее подвержены механическим повреждениям динамическими усилиями, возникающими в КС. Меньшая длина системы с большим числом КС обеспечивает более высокие частоты акустических колебаний, что уменьшает вероятность попадания их в резонанс с колебаниями давления горящего газового потока;

- во встроенных КС образуется меньше оксидов азота благодаря лучшему перемешиванию и меньшему времени нахождения топливной смеси в камере;

- повышение начальной температуры газов $T_{нт}$ в современных ГТУ позволяет уменьшить размеры КС;

КС с меньшими габаритными размерами могут быть разработаны и полностью опробованы на лабораторных стендах фирмы-производителя. Это гарантирует совпадение их характеристик с рабочими в процессе эксплуатации.

Способ подачи топлива в КС определяется его видом. Газообразное топливо вводится с помощью горелок в виде колпачка с просверленными дозирующими отверстиями. Горелки бывают регистровыми или диффузионными с выходом газа через круглые или щелевые отверстия, струйно-стабилизаторными, многоканальными и др.

Жидкое топливо дозируется в КС с помощью форсунок центробежного типа, в которых предусмотрено несколько тангенциальных каналов. Сильно закрученный поток топлива выходит из сопла форсунки в виде конической пелены с определенным углом раскрытия.

В энергетических ГТУ обычно используют комбинированные горелки для сжигания газообразного и жидкого топлива.

Ведущие производители энергетических ГТУ непрерывно совершенствуют конструкцию КС, добиваясь высокой эффективности выгорания топлива во всем диапазоне нагрузок при минимальном выбросе вредных веществ.

Процесс горения топлива в КС энергетических ГТУ сложнее, чем в топочных камерах других энергетических установок. При относительно невысоких температурах химическая реакция горения протекает достаточно медленно, а потребление кислорода во много раз меньше возможности его доставки к фронту пламени, который разделяет топливозодушную смесь и продукты сгорания. Общая скорость реакции ограничена кинетикой химического реагирования на поверхности, и эту температурную область реакций называют *кинетической областью горения*. При высоких температурах процесса общая скорость реакции определяется условием подвода кислорода. Доставляемый диффузией к поверхности кислород мгновенно вступает в реакцию, а его концентрация у поверхности приближается к нулю. Формируется диффузионная область горения. Таким образом, скорость процесса горения при смешении струй топлива с воздухом ограничивается не химической реакцией, а более медленными диффузионными процессами массообмена. Такие КС называют *диффузионными*.

Диффузионный факел способен устойчиво гореть в смеси, имеющей разный состав, но плотность теплового потока и устойчивость скорости его истечения невелики. Эти недостатки могут быть устранены искусственной стабилизацией горения и интенсификацией смесеобразования. Происходящее при этом смещение процесса горения из диффузионной области в кинетическую сопровождается заметным повышением его чувствительности к избытку воздуха. Становится невозможной работа при большом избытке воздуха. Классическим путем выхода из этого положения является разделение воздуха на первичный и вторичный.

На рис. 3.7 представлена принципиальная схема и конструкция одноступенчатой КС энергетической ГТУ. В ней выделены две зоны: *горения* и *смешения*. Рассмотрим основные принципы организации рабочего процесса в такой КС ГТУ.

1. В соответствии с вышеизложенным КС ГТУ разделены на две зоны. Деление осуществляется либо по воздуху (рис. 3.7, *а* и 3.8, *б*), либо по топливу (рис. 3.8, *а*). Температура газов в начале турбины $T_{н.т}$ находится на уровне 1100—1300 °С и имеет тенденцию к увеличению. Рост температуры

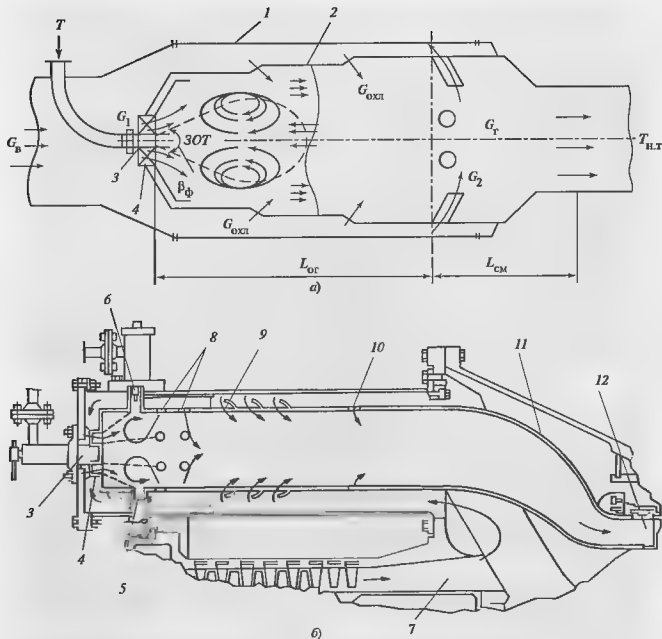


Рис. 3.7. Принципиальная схема (а) одноступенчатой КС энергетической ГТУ и ее конструкция (б)

1 — корпус, 2 — пламенная труба; 3 — форсунка, 4 — завихритель воздуха (регистр), G_0 , G_1 , $G_{охл}$, G_2 — воздух, поступающий соответственно в камеру сгорания, через щели охлаждения и в смеситель, G_r — количество продуктов сгорания, поступающих в ГТ; T — топливо, поступающее в форсунку, β_{ϕ} — угол раскрытия топливного факела; ЗОР — зона обратных токов; $L_{ог}$ — зона горения, $L_{см}$ — зона смешения; 5 — трубка, 6 — выдвигаемое запальное устройства (свеча), 7 — сжатый воздух после компрессора G_0 ; 8 — воздух для сжигания топлива G_1 ; 9 — охлаждающий воздух $G_{охл}$; 10 — воздух формирования температуры газов перед G_2 ; 11 — переходной патрубком; 12 — вход в ГТ (направляющие лопатки первой ступени)

ограничен жаропрочностью и жаростойкостью материалов. Для удержания температуры на названном уровне необходимо повышать избыток воздуха в газах, который может колебаться в пределах $\alpha_{КС} = 2,5—4$. Температура воздуха после компрессора в зависимости от степени повышения его давления составляет $300—350\text{ }^{\circ}\text{C}$, а скорость потока воздуха доходит до 50 м/с . Ни один вид органического топлива при таких условиях (скорости, температуре потока, избытке воздуха) быстро и качественно гореть не может.



Рис. 3.8. Схемы разделения рабочего тела в КС по топливу (а) и по воздуху (б)

В пространстве, ограниченном корпусом КС (пламенной трубы), выделяю *зону горения*. В эту зону поступает только часть общего количества воздуха G_1 . Вместе с топливом эта часть воздуха обеспечивает образование высокореакционной смеси, сгорающей достаточно быстро при высокой температуре. Другая часть воздуха G_2 подается в зону смешения, где формируется заданная начальная температура газов перед турбиной $T_{н.т.}$. Небольшое количество воздуха $G_{охл}$ через специальные щели и отверстия охлаждает корпус и детали пламенной трубы. На рис. 3.9 приведен пример охлаждения стенок КС ГТУ V94.2 и V94.3 фирмы Siemens, а на рис. 3.10 — зависимость доли массового потока воздуха, направляемого в КС ГТУ, от начальной температуры газов перед ГТ.

2. Стабильное горение движущейся топливоздушной смеси возможно при равенстве скоростей потока и распространения пламени. Для этого применяют специальные технические решения. Прежде всего стремятся турбулизировать поток в зоне горения, что интенсифицирует процесс тепло- и массообмена, улучшает смесеобразование и увеличивает скорость распространения пламени. Для турбулизации потока используют лопаточные завихрители или плохо обтекаемые тела, располагаемые во фронтовом устройстве пламенной трубы. За этими элементами возникает *зона обратных токов* (ЗОТ) с пониженным статическим давлением, создается эжекция газа

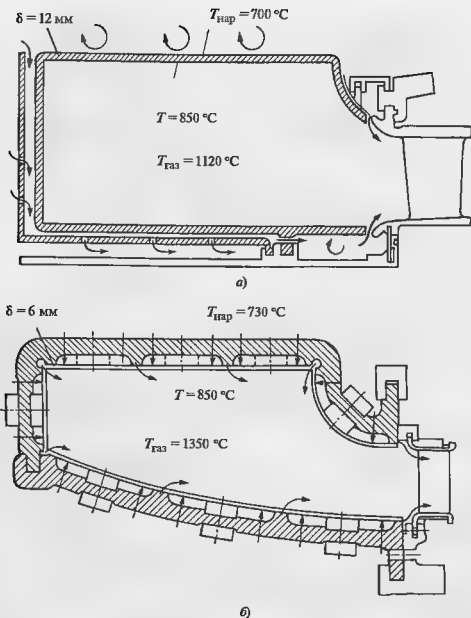


Рис. 3.9. Охлаждение стенок камер сгорания ГТУ V94.2 (а) и V94.3 (б) (фирмы Siemens)

кольцевой струей, вытекающей из лопаточного завихрителя. Это стабилизирует положение фронта пламени и обеспечивает зажигание всей топливной смеси. При такой *аэродинамической рециркуляции* происходит перенос горящего топлива навстречу поступающим свежим порциям топлива. За счет теплоты подсасываемых к корню факела продуктов сгорания происходят подогрев, испарение и зажигание свежих порций топлива.

3. Подвод первичного воздуха по длине зоны горения осуществляется не сразу, а в определенной последовательности, основанной на теоретических представлениях, экспериментальных и эксплуатационных данных. Средняя температура газов в зоне горения должна быть не ниже 1500 °С.

4. Переход к микрофакельному сжиганию топлива с увеличенным числом горелок (например, в кольцевых камерах сгорания 100—150 шт.) сокращает длину пламени факелов и общую длину КС.

5. Сжигание топлива в КС энергетических ГТУ характеризуется изменением параметров сжимаемого в компрессоре воздуха, нагрузки и режима ра-

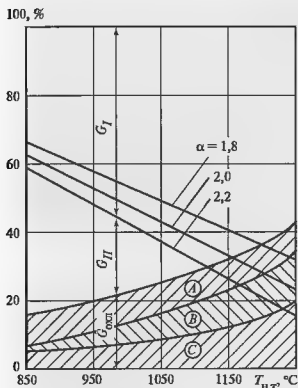


Рис. 3.10. Зависимость долей массового потока воздуха, направляемого в камеру сгорания, от начальной температуры газов перед ГТ (по ISO)

G_I — первичный воздух для сгорания топлива (показана его зависимость от избытка воздуха в газах α); G_{II} — вторичный воздух для формирования начальной температуры газов; $G_{охл}$ — охлаждающий воздух: A — в первичной зоне КС, B — в переходном отсеке между КС и ГТ; C — при охлаждении ротора и первого ряда сопел

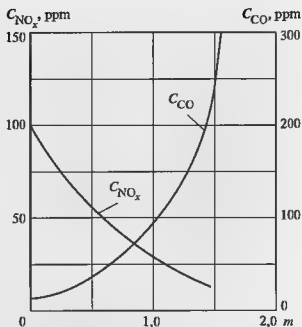


Рис. 3.11. Влияние впрыска воды (или пара) на эмиссию NO_x и CO , ppm, при 15 %-ной концентрации O_2 и при сухом газе (m — отношение масс воды (или пара) и топлива)

боты. Поэтому в таких условиях возможен еще один способ стабилизации процесса горения — применение дежурных горелок, являющихся источником постоянного поджига топлива.

Перечисленные технические решения не всегда позволяют добиться удовлетворительных экологических показателей работы КС энергетических ГТУ, конструкции которых были рассмотрены выше. В определенных режимах их переводят в так называемый мокрый режим работы, впрыскивая в поток газов определенное количество воды (пара) (рис. 3.11). Обычно $m \approx G_{вод}/B_{ГТ} = 0,5—1,5$. Впрыск воды снижает интенсивность теплообразования и температуру газов приблизительно на 2 %, увеличивая мощность ГТУ примерно на 3 %. При этом удается снизить уровень выбросов оксидов азота NO_x приблизительно до 40 ppm и ниже. Побочными явлениями такого решения являются:

сокращение периодов между профилактическими техническими осмотрами и срока службы оборудования;

дополнительные затраты на подготовку и впрыск воды (пара) и др.

Значительным прорывом в проектировании современных КС энергетических ГТУ является переход к двухступенчатым камерам сгорания с предварительным смешением топлива и воздуха, способным работать как на газообразном, так и на жидком топливе. На рис. 3.12 приведена принципиальная схема двухступенчатой КС, спроектированной и опробованной в работе

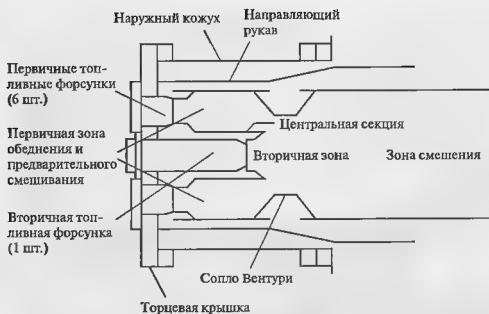


Рис. 3.12. Принципиальная схема КС типа DLN (фирмы General Electric)

фирмой General Electric и имеющей маркировку DLN (Dry Low NO_x — сухие низкие NO_x). Конструкция такой КС включает в себя четыре основных компонента: систему впрыска топлива, пламенную (жаровую) трубу, сопло Вентури, центральную секцию пламенной трубы.

Эти компоненты объединены в общую конструкцию и образуют две ступени КС. В режиме предварительного приготовления топливной смеси первая ступень КС служит для тщательного перемешивания топлива с воздухом и получения однородной бедной, несгоревшей топливовоздушной смеси для подачи ее во вторую ступень КС. Рис. 3.13 иллюстрирует работу КС типа DLN на природном газе в одном из перечисленных ниже режимов. (Предварительное перемешивание топлива и природного газа и сгорание топливовоздушной смеси зависят от нагрузки установки):

режим I (первичный) — происходит зажигание топлива, набор частоты вращения ГТУ, работа под нагрузкой, равной 20 % номинальной. Смесь воздуха и топлива поступает только в горелки первой ступени, где топливо и сгорает;

режим II (обедненный — обедненный) — ГТУ работает в интервале нагрузки, равной 20—39 % номинальной. Смесь воздуха и топлива подается в обе ступени КС и горение осуществляется в этих двух ступенях;

режим III (вторичный) — работа ГТУ при нагрузке, равной 40 % номинальной. Смесь воздуха и топлива поступает только во вторую ступень КС, где и сгорает;

режим IV (предварительного смешения) — работа ГТУ в интервале нагрузок 41—100 % номинальной. Смесь воздуха и топлива подается в обе ступени КС, но горение происходит только во второй ее ступени, где сгорает все топливо.

Возможен автоматический переход от сжигания природного газа к сжиганию жидкого топлива. Специальные детекторы пламени отслеживают горение в первой и второй ступенях КС. Специфична и работа свечей зажигания,

которые не убираются во время работы, так как необходимо осуществлять повторное зажигание топлива в первой ступени при высоких нагрузках.

Первая секция приготовления топливоздушнй смеси ограничена стенкой первой ступени КС и передним конусом сопла Вентури. Последнее препятствует обратному забросу горячих газов из второй в первую ступень КС.

Эффективность КС типа DLN изменяется в зависимости от нагрузки. Регулированием калиброванного клапана осуществляется разделение топлива для работы в заданной точке, определенной по расчетной температуре зажигания (рис. 3.14). Принципиальная схема системы подачи и распределения газового топлива в КС ГТУ типа DLN показана на рис. 3.15.

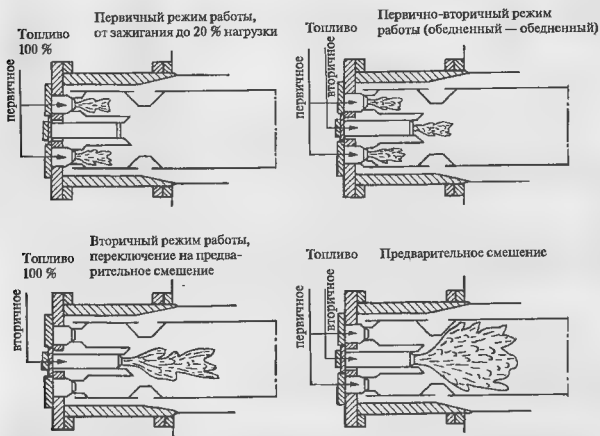


Рис. 3.13. Режимы работы многокамерной (по топливу) КС типа DLN

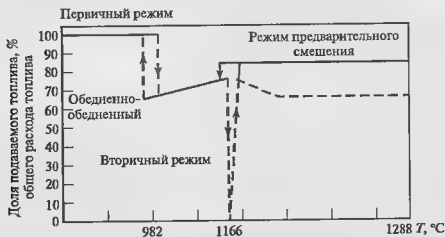


Рис. 3.14. Типичная диаграмма распределения газовых потоков в системе DLN

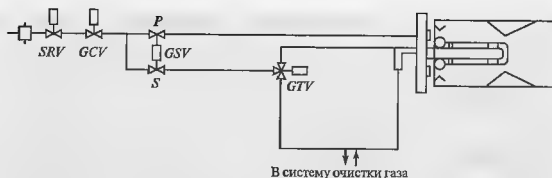


Рис. 3.15. Схема системы подачи и распределения газового топлива в КС ГТУ типа DLN
 SRV — клапан задания скорости/степени обеднения топливовоздушной смеси; GCV — клапан регулирования расхода газа, GSV — клапаны распределения газовых потоков, P — первая ступень; S — вторая ступень; GTV — переключенные газовых потоков

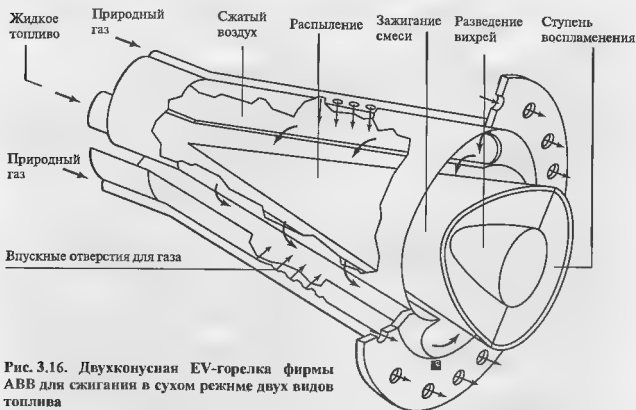


Рис. 3.16. Двухконусная EV-горелка фирмы ABB для сжигания в сухом режиме двух видов топлива

Сжигание топлива в КС с сухими малотоксичными горелками типа DLN на современном энергетическом рынке считается наименее дорогостоящим методом борьбы с выбросами NO_x , при этом достигнута концентрация вредных выбросов в выходных газах ГТУ 25 ppm. Новые конструкции горелок типа DLN-2.6 при $T_{нт} - 1327^\circ\text{C}$ позволяют уменьшить выбросы NO_x до 15 ppm, а при $T_{нт} - 1396^\circ\text{C}$ — до 9 ppm.

Стремление к работе на сверхбедной топливовоздушной смеси в современных сухих малотоксичных КС встречает определенные трудности. Возможны возникновения нестабильности пламени и пульсации давления, а также проскок пламени в случае внезапного воспламенения смеси в тракте перед горелкой.

При использовании сухих КС типа DLN имеет место ограничение объемной концентрации метана CH_4 в топливном газе до 85 %. Стоимость КС с горелками типа DLN составляет до 10 % общей стоимости энергетической ГТУ (около 1 млн долл. США на одну ГТУ большой мощности).



Рис. 3.17. Конструкция EV-горелки (фирмы АВВ) (а) и особенности технологического процесса сгорания топлива (б)

1 — воздух для сгорания топлива; 2 — подача природного газа; 3 — выходная кромка EV-горелки; 4 — отрыв вихрей; 5 — предварительное смешение воздуха и топлива; 6 — фронт пламени; 7 — завихритель, I—IV — этапы сгорания топлива в EV-горелке

Международный концерн АВВ (Швейцария—Швеция) достиг значительных успехов в разработке современных сухих малотоксичных КС оригинальной конструкции — так называемых EV-горелок (Environmental Burner — экологическая горелка). Общая схема такой горелки представлена на рис. 3.16, а конструкция и особенности ее работы показаны на рис. 3.17.

Как видно из рисунков, EV-горелка состоит из двух конических половин, которые смещены одна относительно другой в осевом направлении. В результате смещения образуются два шлица по всей длине горелки. Через эти шлицы в горелку поступает воздух для горения, который перемешивается с природным газом, впрыскиваемым через небольшие отверстия по краям шлицов. Благодаря специальной форме горелки внутри нее образуется поток топливовоздушной смеси с очень высокой скоростью, который покидает конус и поступает в факел. Последний стабилизируется рециркуляционной зоной перед горелкой без помощи механического стабилизатора пламени. Таким образом, можно

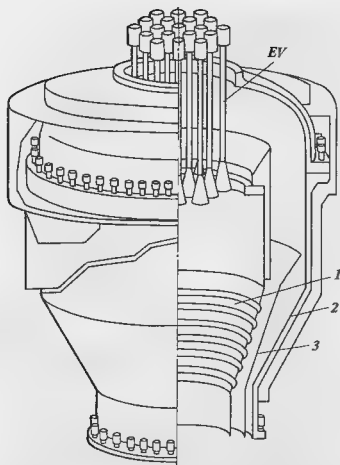


Рис. 3.18. Установка EV-горелок в выносной КС ГТУ типа GT13D (фирмы ABB)

1—3 соответственно внутренний, промежуточный и внешний корпус КС

выделить следующие этапы процесса горения (рис. 3.17, б):

I. Газообразное топливо (z) подается во входное устройство и сразу перемешивается с воздухом (e).

II. Высокая осевая скорость топливоздушной смеси (TBC) предотвращает ее загорание внутри корпуса.

III. Обедненная топливоздушная смесь покидает конус горелки и подается в горящий факел. Зона обратных токов стабилизирует горение.

IV. Скорость движения воздуха (e) и топлива (m) защищает поверхность металла от пламени факела.

Благодаря тому что обтекающий EV-горелку холодный воздух для горения поступает вовнутрь и факел не имеет контакта с корпусом горелки, последняя остается сравнительно холодной и не подвергается износу. EV-горелка пригодна для смешанного режима сжигания газообразного и жидкого

топлива. При работе на жидком топливе оно распыляется на вершине конуса и перемешивается с воздухом для сжигания.

Работая на природном газе без впрыска пара/воды, EV-горелки обеспечивают концентрацию вредных выбросов NO_x менее 25 ppm, а при работе на жидком топливе эти значения могут быть около 42 ppm.

На рис. 3.18 приведен вариант установки EV-горелок в выносной КС ГТУ типа GT13D фирмы ABB.

Рост экологических требований к новым модификациям энергетических ГТУ отразился и в разработках крупного энергетического концерна Siemens (Германия). Первоначально фирма повсеместно применяла выносные КС (рис. 3.19) с диффузионными горелками. Температура пламени в этих случаях снижалась благодаря впрыску воды или пара. Такая «влажная» технология позволяла уменьшить эмиссию NO_x до 50 ppm. Еще более низких выбросов удалось достичь при использовании природного газа путем его перемешивания с определенным объемом пара еще до подачи в КС (рис. 3.20).

Основной недостаток влажной технологии заключается в увеличенном потреблении обессоленной воды. Поэтому следующим технологическим шагом специалистов фирмы была разработка горелок предварительного смешения без применения пара или воды (так называемая сухая технология), в ко-

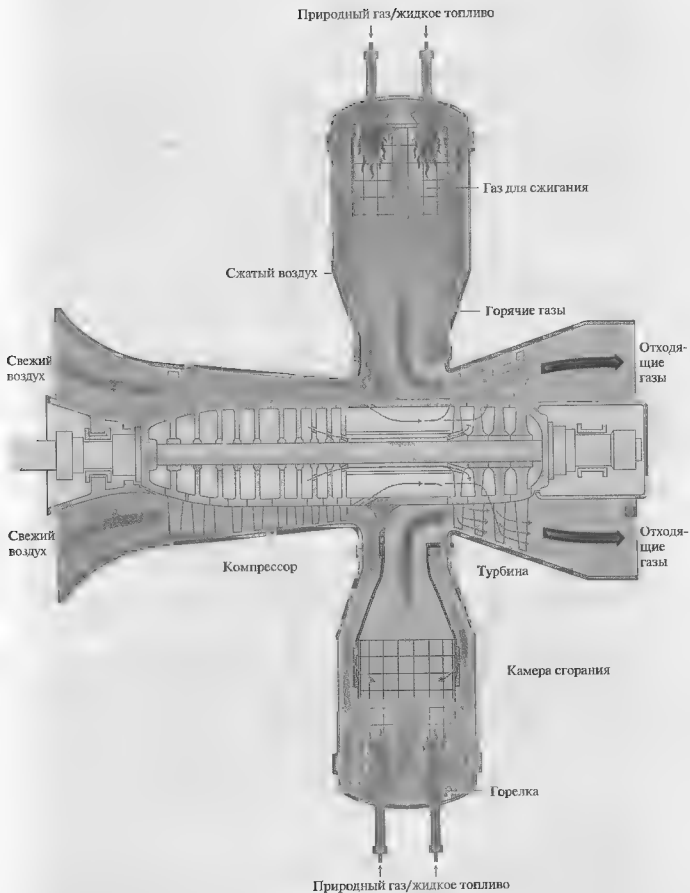


Рис. 3.19. Функциональная схема газовой турбины типа V94.3 (фирмы Siemens) с выносными КС и диффузионными горелками

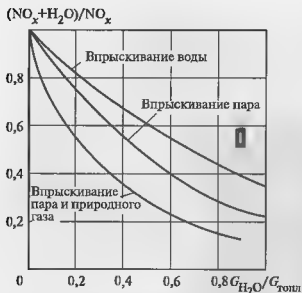


Рис. 3.20. Уменьшение эмиссии NO_x путем впрыскивания воды или пара

Приведенные выше разработки позволили фирме Siemens создать так называемую гибридную горелку (рис. 3.21), которая при низких нагрузках работает в качестве диффузионной, а при повышении нагрузки ГТУ позволяет переключаться в режим предварительного смешения. При работе на природном газе горелка имеет три системы сопл:

- сопла диффузионной горелки;
- сопла горелки предварительного смешения;
- сопла пилотной горелки (используемой в режиме предварительного смешения).

Переключение с одного вида сопл на другой осуществляется автоматически без останова ГТУ специальными шаровыми кранами (рис. 3.22).

Для работы на жидком топливе гибридная горелка снабжена центральной форсункой. При сжигании жидкого топлива используют впрыск воды или пара для снижения вредных выбросов.

Дополнительного расширения рабочего диапазона горелок предварительного смешения можно достичь путем изменения расхода воздуха через компрессор, используя его входной направляющий аппарат. Закрытием ВНА расход воздуха через компрессор снижается до 80 % номинального. При постоянной температуре газов за ГТ мощность ГТУ уменьшается до 70 %, а подача топлива — до 83 % номинальной, что особенно важно в режиме работы ГТУ по схеме ПГУ. В результате этого значение избытка воздуха α находится в диапазоне, необходимом для работы горелок в режиме предварительного смешения (рис. 3.23).

Выбросы вредных веществ с выходными газами ГТУ в соответствии с требованиями современных стандартов должны быть снижены. С этой целью разрабатываются все новые типы КС ГТУ. Фирмой CCS (США) предложена система сжигания топлива в КС типа Хопон (обратное английскому словосочетанию «нет NO_x »), в которой используется ступенчатое его сжигание, в том числе в среде катализатора при пониженной температуре газа. На

торых обеспечивались экстремально низкие эмиссионные значения NO_x . На участке предварительного смешивания формируется гомогенная смесь из топлива и воздуха, которая позже вступает в реакцию горения в КС. Вместе с тем такие горелки имеют важный недостаток, заключающийся в весьма узком рабочем диапазоне устойчивого процесса горения. При избытке воздуха $\alpha = 1,85$ пламя предварительного смешивания затухает. Фирме Siemens удалось решить эту проблему, стабилизировав пламя потоков предварительного смешивания небольшим пилотным (дежурным) пламенем, и расширить диапазон стабильной работы.

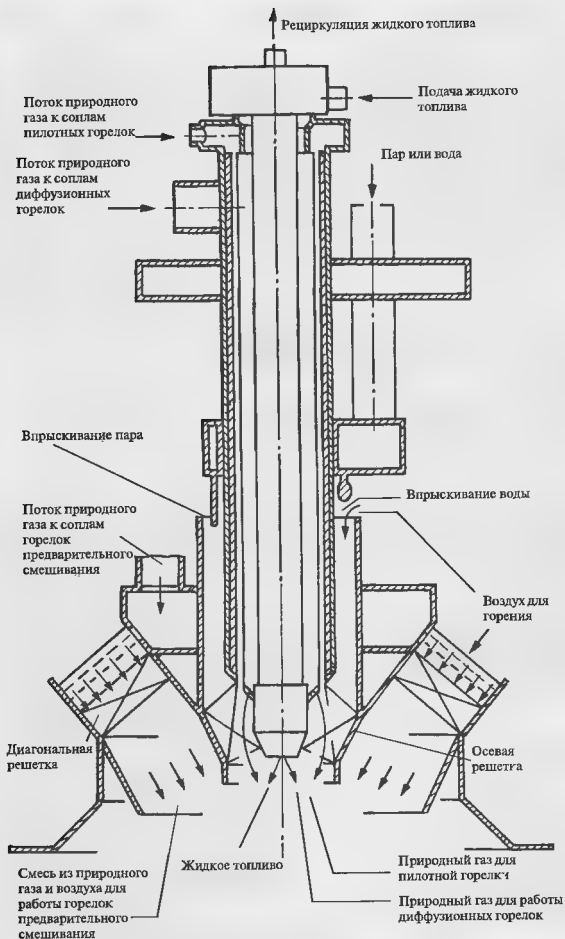


Рис. 3.21. Разрез гибридной горелки фирмы Siemens

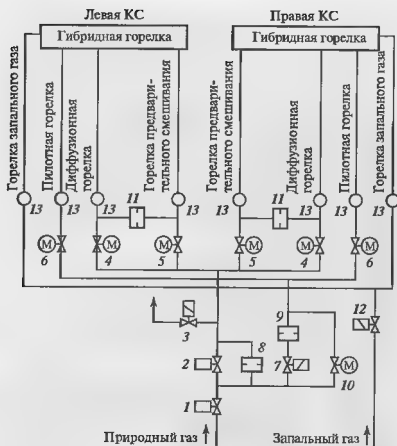


Рис. 3.22. Подача природного газа к гибридным горелкам

1 — быстродействующий клапан природного газа; 2 — регулирующий клапан природного газа; 3 — воздушный клапан природного газа; 4 — запорный клапан диффузионных горелок; 5 — запорный клапан горелок предварительного смешивания; 6 — запорный клапан пилотных горелок; 7 — клапан сброса нагрузки; 8 — диафрагма минимального пускового объема; 9 — диафрагма сброса нагрузки; 10 — регулирующий клапан пилотного газа; 12 — клапан запального газа; 13 — распределитель к восьми горелкам

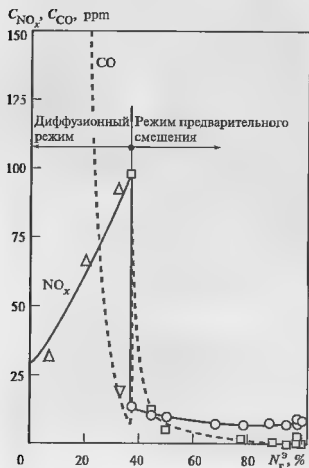


рис. 3.24 приведена конструктивная схема такой КС, которая состоит из четырех основных частей:

камеры предварительного сгорания топлива для запуска ГТУ. Расход топлива в ней изменяется от пускового до необходимого при номинальной нагрузке для поддержания перед катализатором требуемой температуры реакции, при которой катализатор активизируется и обеспечивается его нормальная работа;

основного топливного инжектора, состоящего из множества мультитрубок Вентури (МТВ), каждая из которых имеет четыре отверстия для впрыска топлива. Система включает в себя 93 такие МТВ, снабжающие катализатор топливовоздушной смесью;

Рис. 3.23. Концентрация вредных веществ в выходных газах газовой турбины типа V94.2 (режим без впрыска воды и концентрации NO_x до 9 ppm при отсутствии CO)

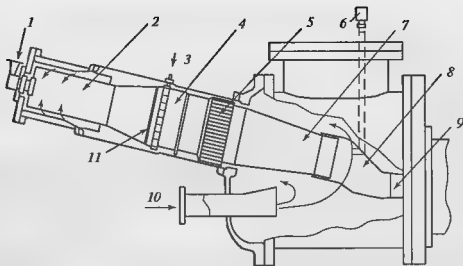


Рис. 3.24. Конструктивная схема каталитической камеры сгорания Хопон энергетической ГТУ

1 - вход топлива в камеру предварительного горения, 2 — камера предварительного горения; 3 — вход основного топлива, 4 — инжектор основного топлива; 5 — катализатор; 6 — видеокамера; 7 — емкость для посткаталитической реакции; 8 — участок перехода; 9 — сопловая коробка (вход газов в турбину), 10 — вход воздуха, 11 — перфорированная пластина

катализатора, сформированного из гофрированной, устойчивой к окислению металлической фольги толщиной 50 мкм. В нем сжигается такое количество топлива, которое обеспечивает на выходе температуру, достаточно высокую для ускорения гомогенного горения на последнем участке КС;

емкости посткаталитической реакции с футеровкой, в которой происходит заключительная реакция гомогенного горения. В ней заканчивается окисление топлива и продуктов оставшегося СО для того, чтобы достичь минимальных выбросов. Гомогенные реакции горения топлива должны закончиться до присадки вторичного воздуха, формирующего температуру газов перед ГТ $T_{н.г.}^*$.

Камеры сгорания системы Хопон характеризуются однородным температурным полем выходных газов и минимальными перепадами давления. Они снабжены специальной автоматической системой управления технологическим процессом, что обеспечивает сверхнизкие выбросы NO_x на уровне 3 ppm.

3.3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ

Тепловой расчет КС энергетической ГТУ обычно начинают с уточнения характеристик сжигаемого топлива. Определяют или принимают по справочным данным его низшую теплоту сгорания Q_i^* , кДж/кг, теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива L_0 , кг/кг, а также количества, кг/кг: трехатомных газов L_{RO_2} , водяных паров $L_{\text{H}_2\text{O}}$, азота L_{N_2} , кислорода L_{O_2} . По этим данным определяют массовые доли каждого компонента продуктов сгорания:

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{L_{\text{RO}_2}}{L_r}; \quad r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{L_{\text{H}_2\text{O}}}{L_r}; \quad r_{\text{N}_2} = \frac{L_{\text{N}_2}}{L_r}; \quad r_{\text{O}_2} = \frac{L_{\text{O}_2}}{L_r}. \quad (3.11)$$

Здесь L_r — количество продуктов сгорания, кг/кг,

$$L_r = L_{\text{RO}_2} + L_{\text{H}_2\text{O}} + L_{\text{N}_2} + L_{\text{O}_2} + L_T, \quad (3.12)$$

где количество топлива в газах, кг/кг,

$$L_T = 1 - \eta_{\text{КС}}; \quad (3.13)$$

при $\alpha_{\text{КС}} = 1,0$ и $\eta_{\text{КС}} = 1$ имеем $L_{\text{O}_2} = 0$ и $L_T = 0$.

Теплофизические свойства газов уточняют по таблицам [14], после чего определяют значения параметра состава газов β_r и молекулярной массы продуктов сгорания μ_r . Для воздуха имеет место $\beta_r = \beta_v = 1,0$; молекулярная масса воздуха $\mu_v = 28,97$ кг/кмоль.

Коэффициент избытка воздуха в КС ГТУ определяется из соотношения

$$\alpha_{\text{КС}} = \frac{G_{\text{КС}}}{L_0 B_{\text{ГТ}}}. \quad (3.14)$$

Так как продукты сгорания 1 кг топлива содержат $(\alpha_{\text{КС}} - 1)L_0$ кг воздуха и $(1 + L_0)$ кг чистых продуктов сгорания, то массовая доля воздуха r_v в газовой смеси

$$r_v = \frac{(\alpha_{\text{КС}} - 1)L_0}{\alpha_{\text{КС}}L_0 + 1}. \quad (3.15)$$

Здесь $\alpha_{\text{КС}}L_0 + 1$ — полный расход воздуха, поступающего в КС и используемого для сгорания 1 кг топлива и формирования начальной температуры газов перед газовой турбиной.

Соответственно массовая доля чистых продуктов сгорания определится по формуле

$$r_{\text{ч.п.с}} = \frac{1 + L_0}{\alpha_{\text{КС}}L_0 + 1}, \quad (3.16)$$

и $r_{\text{ч.п.с}} + r_v = 1$.

На рис. 3.25 приведена зависимость коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{КС}}$

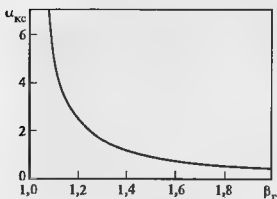


Рис. 3.25. Зависимость коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{КС}}$ от параметра состава газов β_r .

от параметра состава газов. Минимальное значение $\beta_v = 1$ для чистого воздуха соответствует $\alpha_{\text{КС}} \rightarrow \infty$, а максимальное $\beta_r = -2,0$ — чистым продуктам сгорания.

Тепловой расчет КС может быть общим или позонным. Рассмотрим первый из них. Общий тепловой баланс КС складывается из теплоты, внесенной с воздухом, топливом и распыливающим агентом — паром (при сжигании жидкого топлива), теплоты, выделенной при горении, и теплоты, выносимой из КС с продуктами сгорания:

$$G_{KC}h_{k.k} + B_{ГТ}(Q_i^r\eta_{KC} + h_{т.п} + g_{расп}h_{п}) = G_{н.т}h_{н.т}. \quad (3.17)$$

Здесь G_{KC} , $G_{н.т}$ — расход, кг/с, соответственно воздуха после компрессора, поступающего в КС, и расход газов на входе в ГТ; $B_{ГТ}$ — расход сжигаемого в КС ГТУ топлива, кг/с; η_{KC} — коэффициент полноты сгорания топлива; $h_{k.k}$, $h_{т.п}$, $h_{п}$, $h_{н.т}$ — энтальпии, кДж/кг, соответственно сжатого воздуха за компрессором, подогретого топлива, распыливающего агента (пара) и газов на входе (в начале) в ГТ; $g_{расп}$ — доля распыливающего агента (пара), кг пара/кг топлива.

Применительно к 1 кг сжигаемого топлива тепловой баланс КС можно записать в виде ($g_{расп} = 0$):

$$\alpha_{KC}L_0h_{k.k} + 1(Q_i^r\eta_{KC} + h_{т.п}) = (1 + \alpha_{KC}L_0)h_{н.т}. \quad (3.18)$$

Уравнение (3.18) решается методом последовательных приближений, для этого находятся энтальпии газов перед ГТ и избыток воздуха по таблицам [14]. Уравнение (3.18) можно решить также графически, задав несколько значений избытка воздуха в камере сгорания α_{KC} . В табл. 3.1 и на рис. 3.26 приведен пример решения уравнения теплового баланса КС ГТ типа ГТЭ-115-1170 (АО «Турбоатом», г. Харьков) при сжигании природного газа и температуре наружного воздуха $t_{н.в} = -5^\circ\text{C}$.

В точке пересечения кривых $h_{k.k}$ (значение из расчета показателей компрессора) и $h'_{k.k}$ (значение из расчета теплового баланса КС при $\alpha_{KC} = \text{var}$) получено расчетное значение $\alpha_{KC}^{\text{расч}} = 2,43$. Для него определены значения $\beta_{Г} = 1,22$; $\mu_{Г} = 28,87$; $h_{н.т} = 1384$ кДж/кг. Энтальпия воздуха за компрессором $h_{k.k} = \text{const} = 342,5$ кДж/кг.

Таблица 3.1. Вспомогательная таблица для решения уравнения (3.18)

Избыток воздуха в КС α_{KC}	Энтальпия газов на входе в ГТ $h_{н.т}$, кДж/кг	Энтальпия сжатого воздуха, поступающего в КС $h'_{k.k}$, кДж/кг, при $\alpha_{KC} = \text{var}$
2,1	1395	193,2
2,2	1391	243,8
2,3	1387	289,8
2,4	1384	332,6
2,5	1381	371,5
2,6	1379	408,1

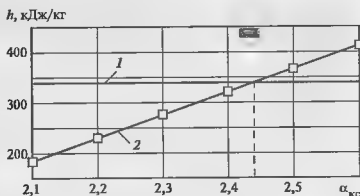


Рис. 3.26. Графическое определение коэффициента избытка воздуха в КС ГТУ

1 — из расчета показателей компрессора, 2 — из расчета уравнения теплового баланса КС

Расход топлива, поступающего в камеру сгорания ГТУ, определяют из выражения

$$B_{\text{ГТ}} = \frac{G_{\text{КС}}(h_{\text{нт}} - h_{\text{кк}})}{Q_i^r \eta_{\text{КС}} + h_{\text{тп}} - h_{\text{нт}}} \quad (3.19)$$

3.4. КАМЕРЫ ДОЖИГАНИЯ ТОПЛИВА В СРЕДЕ ВЫХОДНЫХ ГАЗОВ ГТУ

Выхлопные газы энергетических ГТУ имеют достаточно высокую температуру, а объемная концентрация окислителя O_2 в них составляет 13—16 %. Следовательно, их можно рассматривать в качестве малоактивного окислителя процесса горения.

В ряде случаев в ПГУ целесообразно *дожигание* некоторого количества топлива (обычно природного газа) в среде выходных газов ГТУ. Это позволяет повысить их температуру, мощность ПГУ и стабилизировать параметры генерируемого в котле-утилизаторе пара.

Организация такого дожигания связана с довольно жесткими требованиями к горелочным устройствам камеры дожигания, которые должны обеспечить высокую степень полноты сгорания топлива, устойчивое горение при высоких скоростях набегающего потока выходных газов ГТУ, надежное воспламенение дожигаемого топлива, создание равномерного температурного поля после горелок, их малое гидравлическое сопротивление. Обычно этим требованиям отвечают микрофакельные горелки, выгорание топлива в которых осуществляется в зоне рециркуляции за плохо обтекаемыми телами (уголки и т. п.).

Повышение степени балластирования выходных газов ГТУ инертными газами ухудшает полноту сгорания топлива и сужает область его устойчивого горения в зависимости от коэффициента избытка воздуха. Существует некая критическая точка, ниже которой горение дожигаемого топлива невозможно. По данным Всероссийского теплотехнического института (ВТИ) при температуре газов в пределах 400—550 °С и объемной концентрации кислорода в окислителе 13—19 % устойчивое горение возможно при избытке воздуха $\alpha = 4$ —5. При объемной концентрации O_2 менее 15 % и температуре окислителя 100—150 °С интервал устойчивой работы горелочного устройства резко сужается. Таким образом, при определенных условиях ($C_{O_2} < 13$ —13,5 % и температуре газа $T_r < 100$ —150 °С) в горелки камеры дожигания необходима подача дополнительного воздуха в зоне рециркуляции.

В тепловых схемах ПГУ с котлами-утилизаторами эксплуатация горелочных устройств камер дожигания возможна при $C_{O_2} \geq 12$ —14 % и $\alpha > 2$.

На рис. 3.27 дан пример конструкции диффузионно-стабилизаторной горелки камеры дожигания, достаточно часто применяемой на практике. Такие горелки можно устанавливать в переходном газоходе, соединяющем диффузор ГТУ с теплообменником (котлом-утилизатором).

Горение топлива при диффузионно-стабилизаторном способе сжигания природного газа осуществляется в камерах дожигания в турбулентном следе

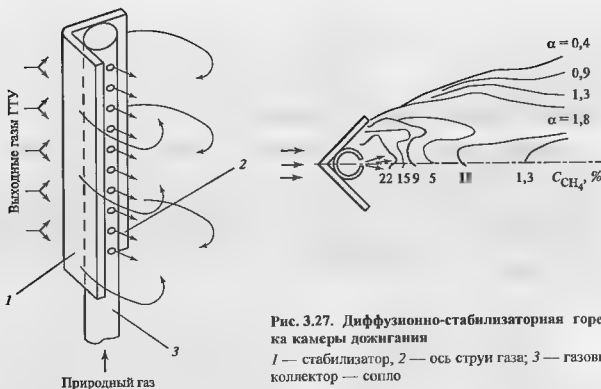


Рис. 3.27. Диффузионно-стабилизаторная горелка камеры дожигания

1 — стабилизатор, 2 — ось струи газа; 3 — газовый коллектор — сопло

за стабилизатором. Для этого природный газ вводится в зону рециркуляции системой струй через специальный трубчатый коллектор или через отверстия в тыльной стороне стабилизатора. Выходные газы ГТУ поступают в зону горения из обтекающего стабилизатор потока. Сюда же рециркуляционным противотоком подается некоторое количество продуктов сгорания, способствующих стабилизации процесса горения. Такой способ дожигания топлива отличается высокой интенсивностью процесса смесеобразования при малой длине факела по потоку (несмотря на раздельную подачу выхлопных газов и топлива). Режим горения рассматриваемого диффузионного факела близок к режиму турбулентного горения гомогенных смесей.

Контрольные вопросы

1. Что определяет экономичность работы камеры сгорания ГТУ?
2. Перечислите факторы, позволяющие повысить надежность работы камеры сгорания ГТУ.
3. Какие технические решения обеспечивают повышение экологических характеристик камеры сгорания ГТУ?
4. Почему в конструкциях ГТУ отдают предпочтение не выносным, а встроенным камерам сгорания ГТУ?
5. Чем различаются схемы работы ГТУ с одноступенчатыми и двухступенчатыми камерами сгорания?
6. Как определяется избыток воздуха в камере сгорания ГТУ?
7. Почему с повышением начальной температуры газов газовой турбины происходит уменьшение избытка воздуха?

ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

4.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ И НАЧАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ
ГАЗОВЫХ ТУРБИН

В тепловой схеме энергетической ГТУ газовая турбина выполняет функции теплового двигателя, преобразующего энергию горячих газов в крутящий момент на валу установки. Эта энергия частично потребляется компрессором (60—70 %), а оставшаяся ее часть передается электрогенератору, к которому подключается нагрузка (рис. 4.1).

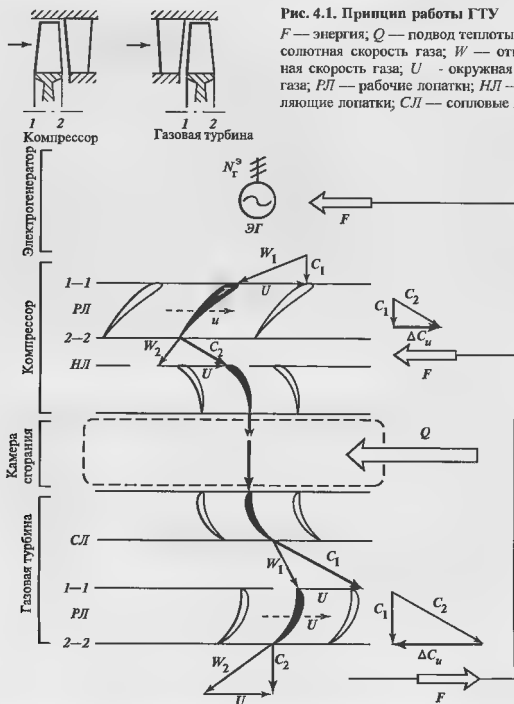


Рис. 4.1. Принцип работы ГТУ

F — энергия; Q — подвод теплоты; C — абсолютная скорость газа; W — относительная скорость газа; U — окружная скорость газа; $РЛ$ — рабочие лопатки; $НЛ$ — направляющие лопатки; $СЛ$ — сопловые лопатки

Газовая турбина сочетает в себе элементы созданных ранее тепловых двигателей (рис. 4.2), таких как паровые турбины и двигатели внутреннего сгорания. Первая энергетическая ГТУ была создана в 1939 г. на фирме Brown-Boveri (Швейцария), основанной в 1891 г. Чарльзом Брауном и Вальтером Бовери. При температуре газов перед газовой турбиной 550 °С и мощности 4000 кВт она производила электроэнергию с КПД 18 % (испытания проводились с участием А. Стодолы). С 1939 г. не прекращались усилия по совершенствованию энергетических ГТУ и улучшению их экономичности, что позволило

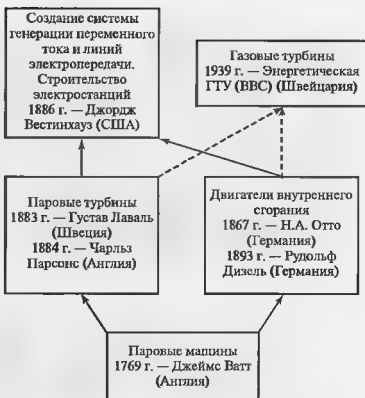


Рис. 4.2. История создания тепловых двигателей

повысить их мощность до 300 МВт и электрический КПД до 40 %.

Конструктивная кинематическая схема ГТУ зависит от параметров термодинамического цикла Брайтона, наличия промежуточного охлаждения воздуха, ступенчатого сжигания топлива, применения регенеративного подогрева циклового воздуха и др. На рис. 4.3 приведены варианты таких схем ряда современных энергетических ГТУ. Простое техническое решение (рис. 4.3, а) основано на наличии общего ротора у компрессора и ГТ (см. также рис. 2.1; 2.3). Конструкторы таких установок по возможности отказываются от промежуточного подшипника и разделения валов компрессора и ГТ для упрощения конструкции ГТУ. Использование отработанной конструктивной схемы компрессора и обеспечение соответствующих параметров сжимаемого в нем воздуха связаны в определенных случаях с применением силовых агрегатов с высокой частотой вращения ($n = 5000—10\,000$ об/мин) и установкой редуктора для подключения электрогенератора (рис. 4.3, б).

Использование многоступенчатых схем сжатия воздуха и расширения газов показано на рис. 4.3, в, г, е. В таких случаях агрегат высокого давления, включающий КВД и ТВД, выполняют с полым валом, что позволяет пропустить через него вал агрегата низкого давления, состоящего из КНД и ТНД. Электрогенератор подключают обычно с холодной стороны компрессора низкого давления. Возможны технические решения, когда в конструктивной схеме предусматривают отдельную силовую газовую турбину СТ (рис. 4.3, в, ж), которая приводит в действие электрогенератор. Так выполнены, например, ГТУ-16 (производства НПП «Машпроект», г. Николаев, Украина) и др. Подключение электрогенератора к ГТ низкого давления показано на рис. 4.3, е.

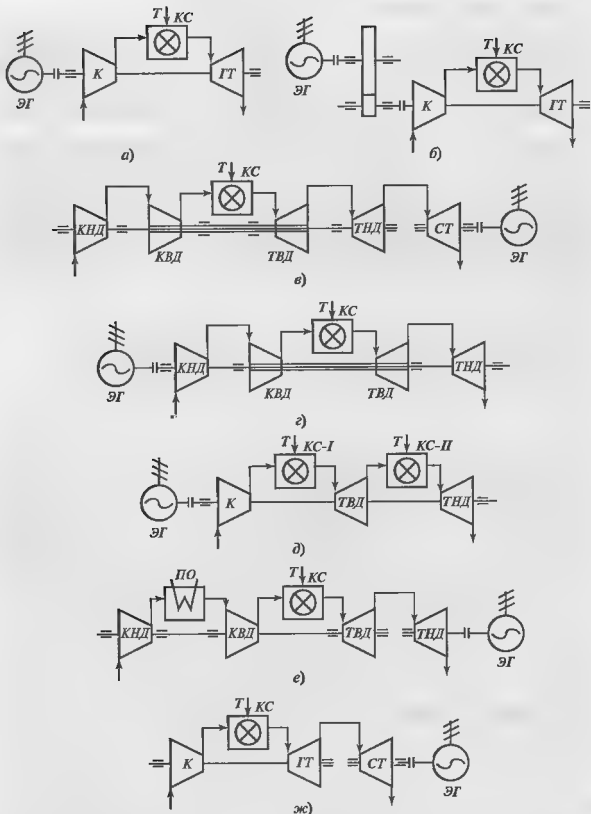


Рис. 4.3. Примеры конструктивных схем современных энергетических ГТУ

а — ГТГ-110 (АО «Рыбинские моторы»); ГТЗ-115-1170 (АО «Харьковский турбинный завод», вариант с промежуточным подшипником между компрессором и газовой турбиной); ГТЗ-180 (АО ЛМЗ); V94 3A (Siemens) и др., б — V 64 3A (Siemens); GT8C (ABB) и др., в — GT35 (ABB) и др., г — ГТ-140-1100 (АО ЛМЗ); LM 6000 (General Electric) и др.; д — GT24, GT26 (ABB) и др., е — ГТУ на базе авиационного двигателя РД-36-51 (АО «Рыбинские моторы»), ж — MS3002, MS5000; MS6001, MS7001, MS9001 (General Electric), ЭГ — электрогенератор, К — компрессор; КНД, КВД — компрессоры низкого и высокого давления; ГТ — газовая турбина; ТВД, ТНД — газовые турбины высокого и низкого давления; СТ — силовая газовая турбина; КС — камера сгорания, ПО — водяной промежуточный охладитель воздуха, Т — топливо

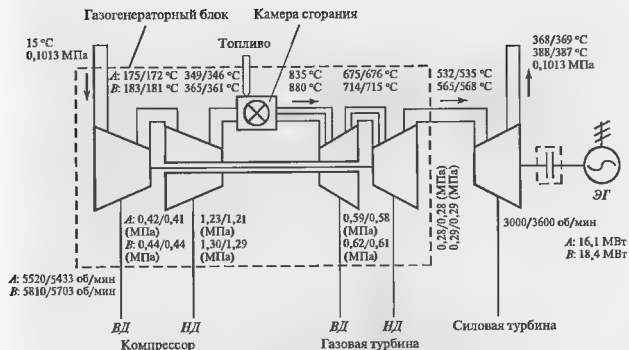


Рис. 4.4. Тепловая схема типа ГТУ GT35 (фирмы ABB) (параметры даны по условиям ISO; ЭГ — электрогенератор)

A — базовая нагрузка; B — пиковая нагрузка

На рис. 4.4 и 4.5 приведены примеры тепловой и конструктивной схем ГТУ типа GT35 (ABB).

В тепловой схеме современных энергетических ГТУ типов GT24 и GT26 (производства фирмы ABB) используется ступенчатое сжигание топлива в камерах сгорания КС1 и КС2, что позволяет повысить степень приближения цикла Брайтона к циклу Карно (см. рис. 4.3, д). В этой схеме ГТ высокого давления состоит из одной ступени, обе газовые турбины (ТВД и ТНД) и компрессор имеют общий ротор.

Изменение давления и температуры рабочего тела по тракту энергетической ГТУ имеет свои особенности, связанные с ее конструктивной схемой (рис. 4.6). На графике приведены участки повышения давления и температуры воздуха в компрессоре, сжигания топлива в КС и формирования начальной температуры газов перед ГТ, расширения газов в ГТ с уменьшением давления и температуры газов, влияния диффузора на параметры выходных газов ГТУ.

В проточной части ГТ энергия горячих газов после КС преобразуется в работу на валу двигателя (см. рис. 4.1). В сопловых решетках происходит преобразование потенциальной энергии газов в кинетическую, которая затем на рабочих лопатках турбины преобразуется в механическую энергию.

Термодинамический цикл Брайтона ГТУ можно охарактеризовать двумя важнейшими параметрами: степенью повышения давления рабочего тела, которая определяет начальное давление газов перед газовой турбиной $p_{нт}$, и начальной температурой этих газов $T_{нт}$.

В гл. 1 была показана связь между давлениями воздуха за компрессором $p_{кк}$ и перед ГТ $p_{нт}$, определяемая потерями в газовом тракте компрессор — КС — переходная секция перед ГТ. Начальное давление газов $p_{нт}$ — величина

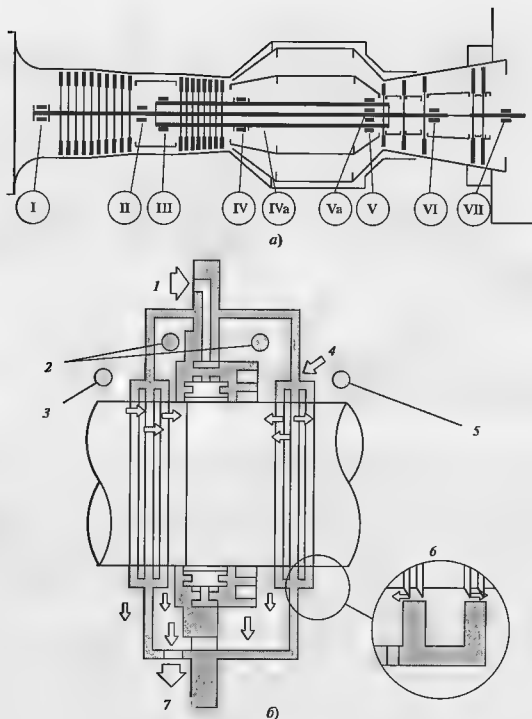


Рис. 4.5. Конструктивная схема ГТУ типа GT35 (фирмы АВВ) (а); (I—VII — различные типы подшипников валов ГТУ) и конструктивная схема подшипника качения (б)

1 — подвод масла; 2 — область с давлением меньше атмосферного; 3 — давление окружающего воздуха; 4 — подача воздуха; 5 — воздействие давления газов; 6 — вид подшипниковых колец; 7 — выход масла и воздуха

переменная и зависит от параметров наружного воздуха, нагрузки установки, частоты в электрической сети и др. В современных ГТУ $p_{нт} - 1,0-3,0$ МПа.

При неизменной начальной температуре газов увеличение степени повышения давления в компрессоре приводит к снижению температуры выходных газов. На рис. 4.7 приведено несколько вариантов термодинамических циклов Брайтона при постоянной начальной температуре газов с различной степенью повышения давления: циклы А, В и С, подтверждающие эту зави-

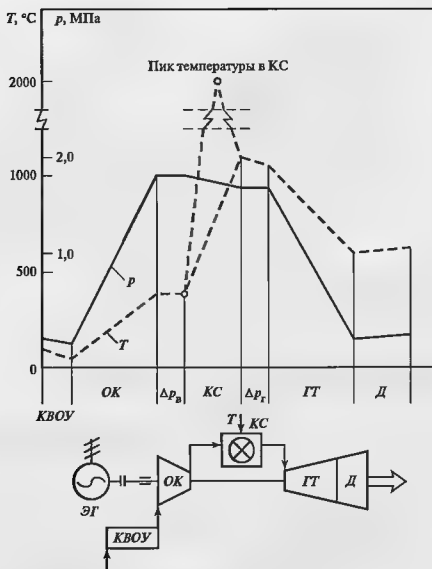


Рис. 4.6. Изменение давления и температуры газов по тракту ГТУ

КВОУ — комплексное воздухоочистительное устройство; ОК — осевой компрессор; ГТ — газовая турбина; КС — камера сгорания; Д — диффузор; ЭГ — электрогенератор; Т — топливо

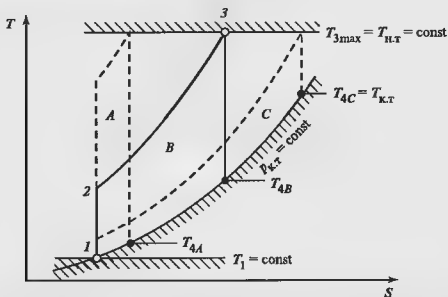


Рис. 4.7. Влияние степени повышения давления воздуха в компрессоре π_k на температуру выходных газов ГТ

A, B, C — режимы с разным значением π_k ($\pi_{kA} > \pi_{kB} > \pi_{kC}$)

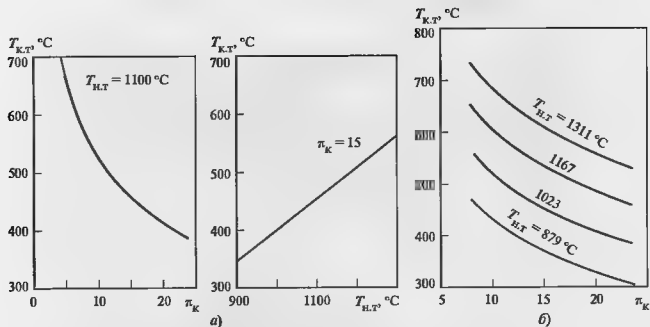


Рис. 4.8. Зависимость температуры выходных газов ГТ $T_{к,г}$ от степени повышения давления воздуха в компрессоре π_k и начальной температуры газов $T_{н,г}$

а — при $\eta_k = \eta_{ГТ} = 0,87$; б — для конкретной ГТУ при $\eta_k = 0,89$ и $\eta_{ГТ} = 0,91$

симость. Для конкретных условий на рис. 4.8 показана связь между степенью повышения давления в компрессоре, начальной температурой газов и температурой выходных газов ГТУ.

Все актуальнее становится использование современных энергетических ГТУ в комбинированных ПГУ, в которых высокая температура выходных газов за ГТ позволяет генерировать пар повышенных параметров. Исследования ведущих энергетических фирм в России и за рубежом показали, что оптимальная степень повышения давления воздуха в комбинированном цикле Брайтона—Ренкина $\pi_k = 14$ —18 и соответствующее ей начальное давление $p_{нТ} = 1,3$ —1,7 МПа (рис. 4.9).

Начальная температура газов в силу особенностей газового тракта зависит от принятой фирмой-изготовителем методики ее определения, из-за чего существуют расхождения в ее значении. Международная организация стандартов ISO в документе 2314 «Газовые турбины — приемочные испытания» определяет начальную температуру газов $T_{нТ} = T_{ISO}$ как некую опорную температуру во входном канале ГТ, которая в общем случае не равна температуре в цикле Брайтона. Она рассчитывается из теплового баланса системы сжигания топлива и является средневзвешенной температурой всех подводимых ко входу ГТ массовых потоков.

Различия при определении $T_{нТ}$ хорошо видны на рис. 4.10. Российские производители энергетических ГТУ, фирмы Siemens, ABB, Alstom и другие пользуются методологией ISO, тогда как другие фирмы (например, General Electric и Westinghaus) в качестве начальной применяют температуру T_2^* (среднюю температуру среды на входе перед первым рядом рабочих лопаток).

Совершенствование современных энергетических ГТУ определяется прежде всего ростом начальной температуры газов, что подтверждается данными рис. 4.11. Ежегодное увеличение этой температуры составляет

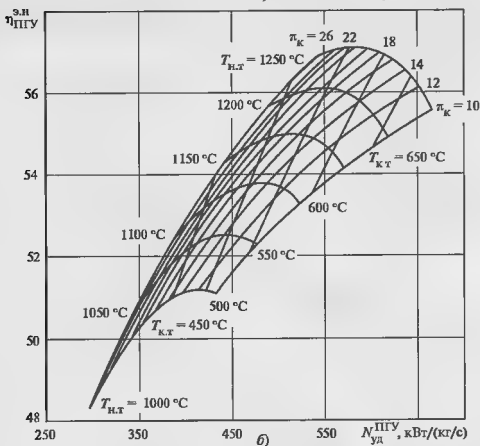
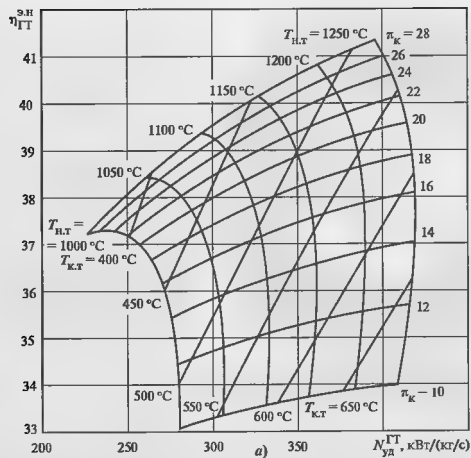


Рис. 4.9. Зависимость электрического КПД ГТУ нетто $\eta_{ГТУ}^{\text{э.н}}$ простой схемы открытого пикла (а) и КПД ПГУ $\eta_{ПГУ}^{\text{э.н}}$ с котлом-утилизатором двух давлений (8 и 0,6 МПа) (б) от их удельной мощности, начальной температуры газов $T_{н.т}$ и степени повышения давления воздуха π_k

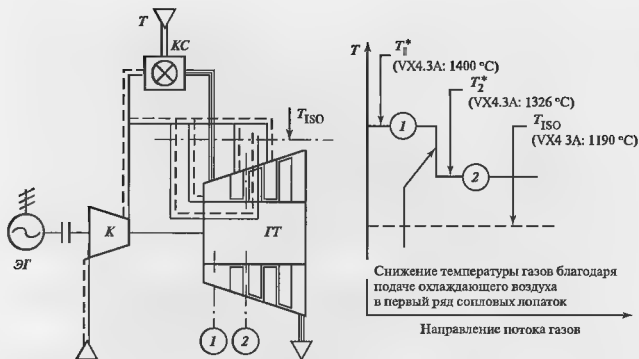


Рис. 4.10. К определению начальной температуры газов перед ГТ энергетической ГТУ (тип VX4.3A относится к семейству ГТУ новой модификации фирмы Siemens V94.3A, V84.3A, V64.3A)

T_1^* — температура полного торможения газов после переходной секции за КС; T_2^* — средняя температура полного торможения газов в плоскости выходного среза первого ряда сопловых лопаток ГТ, T_{ISO} — начальная температура газов в соответствии с документом 2314 ISO «Газовые турбины — приемочные испытания»)

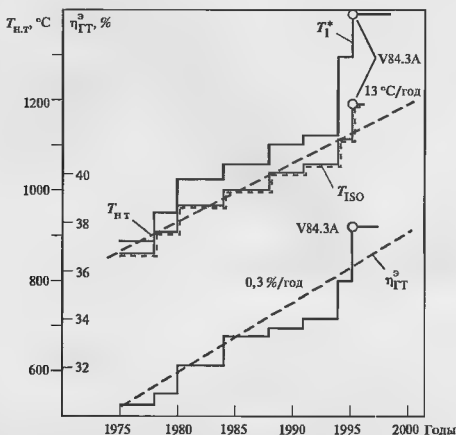


Рис. 4.11. Изменение по годам начальной температуры газов и экономичность газовых турбин фирмы Siemens

в среднем 13°C , что приводит к повышению КПД производства электроэнергии ГТУ на $0,3\%$ /год. Достижение этих показателей — результат значительных усилий технологов, металлургов, конструкторов.

Крупнейший в мире производитель ГТ фирма General Electric в период с 1960 по 2000 г. повысила мощность своих ГТУ в 15 раз. Треть роста этой мощности обеспечена увеличением количества рабочего тела, пропускаемого через турбину, а две трети повышением начальной температуры газов с 800 до 1300°C .

Как было показано в предыдущей главе, для ГТ выбирают так, чтобы времени пребывания в ней топливовоздушной смеси хватило на завершение реакции горения при сжигании различных видов топлива и на последующее разбавление продуктов сгорания избыточным воздухом для формирования профиля температур газов. Радиальный профиль температуры после КС обеспечивает более низкие температуры у корней лопаток, где центробежные напряжения достигают своего максимума, а также у внешней боковой стенки — там своего максимального значения достигают напряжения изгиба силового аппарата.

По мере увеличения среднemasсовой температуры газа происходит увеличение абсолютного значения неравномерности температурного поля и других параметров потока, что может привести к некоторому ухудшению КПД ГТ. На рис. 4.12 приведен пример неравномерности температурного поля в газовом потоке на выходе из кольцевой КС с десятью форсунами.



Рис. 4.12. Температурное поле в газовом потоке на выходе из кольцевой КС

4.2. ПРОТОЧНАЯ ЧАСТЬ И ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Проточная часть современных ГТ с осевым подводом газов традиционно имеет несколько *ступеней* (от трех до пяти), состоящих из сопловых и рабочих лопаток (рис. 4.13 и 4.1). Совокупность отдельных ступеней ГТ образует ее лопаточный аппарат, а вместе с входным, выходным и промежуточным аэродинамическими устройствами — ее проточную часть.

На входе в сопловые лопатки (сопловой аппарат — СА) турбинной ступени поток газов обладает запасом тепловой энергии, определяемым начальным давлением p_0 , температурой T_0 и энтальпией h_0 . В каналах соплового аппарата часть потенциальной энергии потока преобразуется в кинетическую энергию, в результате чего уменьшаются его давление с p_0 до p_1 , тем-

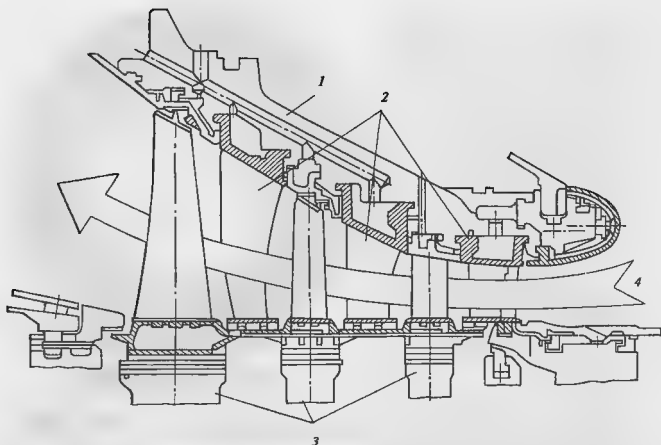


Рис. 4.13. Пример конструктивной схемы проточной части ГТ (ГТУ типа GT8C фирмы ABB)

1 — несущая часть корпуса с каналами подвода охлаждающего воздуха, 2 — сопловые лопатки; 3 — рабочие лопатки; 4 — направление потока газов

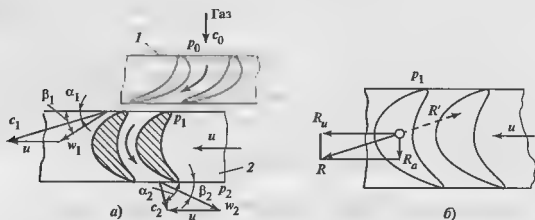


Рис. 4.14. Схемы скоростей потока (а) и усилий (б) в ступени турбины

1 — сопловая решетка; 2 — рабочая решетка

пература с T_0 до T_1 , возрастает его скорость с c_0 до c_1 . Схемы скоростей потока газов c и усилий в ступени ГТ приведены на рис. 4.14.

Поток газа, вышедший из соплового аппарата под углом α_1 , попадает в каналы рабочей решетки. При обтекании этой решетки происходит изменение направления газов, их ускорение и изменение количества движения. Струя газа воздействует на рабочие лопатки с усилием R . Рабочие лопатки

Схема многоступенчатой ГТ с числом ступеней z и процесс расширения газа в h, s -диаграмме приведены на рис. 4.16. На нем показаны располагаемое H_0^* и использованное H_i^* теплопадения в ГТ, которые позволяют в общем виде определить:

Ротор газовой турбины — основной элемент ее проточной части. Его конструкция определяется конструктивной схемой ГТУ (см. рис. 4.3). Он состоит из вала, опирающегося на подшипники скольжения или качения, дисков, насаженных на вал и стянутых сквозными болтовыми соединениями (12—16 шт.), и лопаток, укрепленных в дисках. Частота вращения ротора совпадает с частотой энергосистемы, если он через муфту непосредственно присоединен к электрогенератору. Она может быть значительно выше при наличии редуктора или при использовании более сложной конструктивной схемы ГТУ. Ротор газовой турбины может быть сконструирован по одной из схем (рис. 4.17). Преимуществом обладает ротор, в котором на основной вал

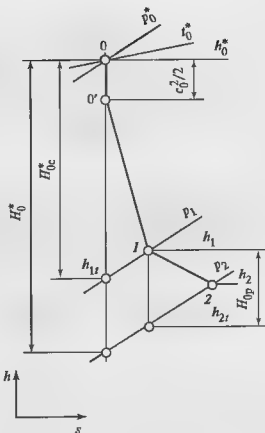


Рис. 4.15. Тепловой процесс в ступени турбины в h, s -диаграмме

(4.1)

(4.2)

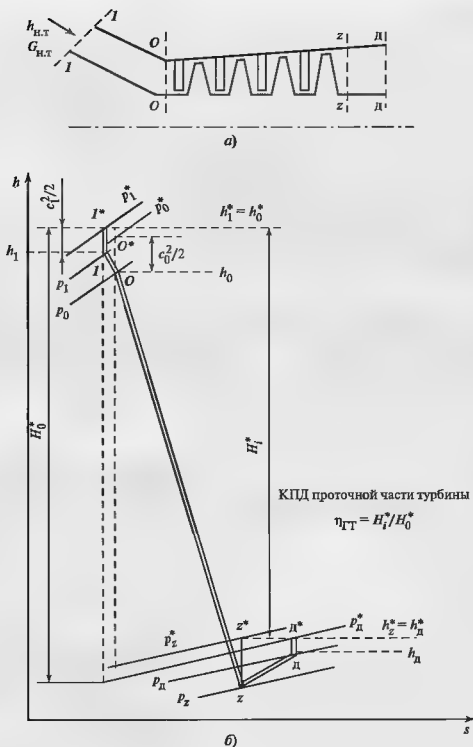


Рис. 4.16. Схема проточной части газовой турбины (а) и процесс расширения газов в h, s -диаграмме (б)

$I-I$ — сечение входа в конфузорный патрубок ГТ; $O-O$ — сечение входа в сопловый аппарат первой ступени ГТ; $z-z$ — сечение выхода газов из последней ступени; $д-д$ — сечение выхода газов из диффузора ГТ; $p_0^* = p_{н.т}$; $p_d^* = p_{к.т}$

насажены диски, имеющие *хиртовое* зацепление по периметру. Они стянуты в один сборочный узел, что обеспечивает прочность и жесткость конструкции. Критическая частота вращения такой конструкции намного превышает рабочую. Применение сквозных стягивающих болтов рабочих дисков ГТ увеличивает надежность передачи усилий.

Диски ротора ГТ выполняют из кованных заготовок на базе никелевого сплава. Для ГТУ типа ГТЭ-180 (АО «Авиадвигатель» и АО ЛМЗ), например,

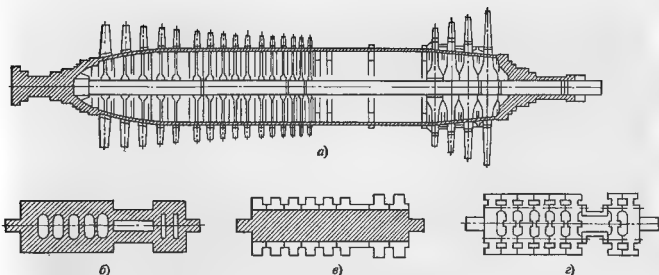


Рис. 4.17. Варианты конструкций ротора газовой турбины

a — диски соединены центральной стяжкой, *б* — диски заварены, *в* — диски насажены на вал, *г* — диски стянуты несколькими анкерными болтами

использован материал марки 26ХНЗМ2ФА. Изготовленные из заготовки диски при сборке центруются по хиртам. При этом пояс жесткости изолирован от проточной части поясом лабиринтных уплотнений, исключающих перегрев металла при протечках газа через лабиринты.

Каждый диск ротора ГТ обычно проходит необходимые испытания при высокой температуре для проверки неизменности его размеров.

Особенностью конструкции ГТ является большая удельная мощность турбинной ступени. При одинаковой внутренней мощности паровой и газовой турбины 300 МВт нагрузка на каждую ступень в ГТ на порядок выше. Следует помнить, что электрическая мощность ГТУ примерно в 3 раза меньше, чем внутренняя мощность собственно ГТ. Газовые турбины характеризуются высокими газодинамическими нагрузками и большими окружными скоростями, достигающими 450 м/с.

Увеличение начальной температуры газов перед турбиной заставляет повсеместно применять охлаждение прежде всего ее лопаточного аппарата. Для этой цели применяют цикловой воздух, забираемый за отдельными ступенями компрессора в количестве до 10 % общего расхода. С уменьшением числа турбинных ступеней до двух-трех в каждой из них срабатывается больше энергии газа и сильнее снижается его температура (рис. 4.18). В ГТ, число ступеней в которых доходит до пяти, необходимо направлять больше охлаждающего воздуха, что заметно влияет на характеристики всей установки. Специалисты ряда фирм-изготовителей ГТУ (АО ЛМЗ, Siemens и др.) считают, что четырехступенчатая конструкция ГТ обеспечивает оптимальное соотношение между аэродинамическим КПД и потерями, связанными с вводом охлаждающего воздуха.

Лопатки газовой турбины под действием газового потока создают вращающий момент, передаваемый на ротор. Сравнительно небольшие колебания этого усилия под действием внешних факторов могут вызвать вибрацию лопаток. Необходимо исключить вероятность резонанса частот периодиче-

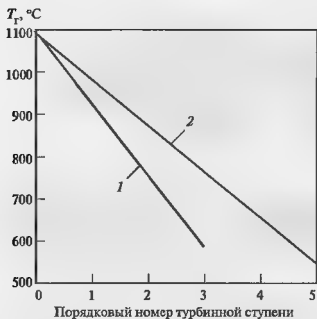


Рис. 4.18. Изменение температуры газа T_g по тракту проточной части ГТ при трех (1) и пяти (2) ступенях

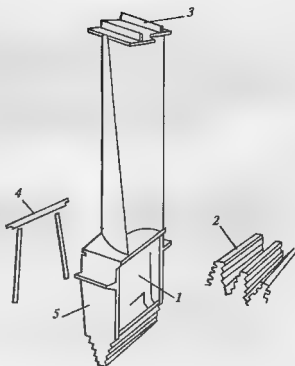


Рис. 4.19. Лопатки ГТ фирмы General Electric

1 — ножка лопатки; 2 — крепление хвостовика; 3 — бандажная полка; 4 — штифты уплотнения; 5 — уплотнения междискового пространства

ски изменяющегося усилия, создаваемого газовым потоком, и собственных частот колебаний лопаток на всех скоростях вращения ротора, особенно при пуске и останове. Для надежности турбинной конструкции необходимо также эффективное подавление вибраций.

Сопловые и рабочие лопатки ГТ существенно отличаются по конструкции от аналогичных лопаток паровых турбин, прежде всего это относится к сложной схеме внутренних каналов для пропуска охлаждающего воздуха.

На рис. 4.19 приведен пример конструкции современных лопаток газовых турбин фирмы General Electric. Из рисунка видно, что к рабочей части лопатки примыкает ножка довольно большой длины. В ее функции входит термоизоляция дисков ротора и ослабление динамической чувствительности. Крепление ножки к диску осуществляется с помощью елочного или зубчикового хвостовика, благодаря чему в области ножки лопатки сохраняется невысокая температура, а концентрация напряжений сведена к минимуму.

Дополнительным средством демпфирования колебаний служат штифты, которые устанавливаются примерно на середине длины лопатки под гранью, отделяющей ее от ножки, между смежными лопатками. Демпфирование с помощью таких штифтов фактически подавляет все виды вибраций в тангенциальном направлении и существенно снижает амплитуды вибраций в других режимах.

Конец лопатки имеет бандажную полку, которая служит также важнейшим средством подавления вибраций. Такими антивибрационными полками снабжают лопатки второй и последующих ступеней турбины. Перед вводом

турбины в эксплуатацию бандажные лопатки соединяют между собой, образуя непрерывный обод. Естественное стремление лопаток распрямиться под действием центробежных сил способствует сжатию соседних бандажных секций и обеспечивает электродинамическое демпфирование.

В некоторых конструкциях ГТ (например, типа ГТЭ-180) над рабочими лопатками в обоймах закреплены вставки с литыми сотами (в указанном случае из материала марки ВХ-4Л), допускающие частичное касание, не приводящее к износу лопаток.

Материалом для изготовления лопаток проточной части ГТ служит сплав высокого качества на никелевой или кобальтовой основе с присадками хрома, молибдена, вольфрама, титана и алюминия.

Технология прецизионного вакуумного литья обеспечивает изготовление полых лопаток со сложной системой охлаждающих каналов. Для уменьшения и предотвращения дефектов материала на границах зерна применяются лопатки с направленной кристаллизацией и монокристаллические лопатки. Получаемые при этом преимущества по прочности обеспечивают возможность повышения допустимой температуры поверхности лопаток на 25 °С при направленной кристаллизации и на 50 °С — при монокристаллах (в итоге эта температура достигает 950 °С).

В перспективе намечается применение керамических материалов, что позволит увеличить температуру поверхности лопаток, КПД и мощность установки. Ведется работа по повышению надежности их изготовления, а также по улучшению таких параметров, как вязкость и коррозионная стойкость материалов.

Для обеспечения высокой надежности при эксплуатации лопаток, особенно первой турбинной ступени, применяют теплозащитные (термобарьерные слои) и антикоррозийные покрытия (обычно двухслойные: керамика + металл). Эти покрытия позволяют удлинить срок работы лопаток при температуре газов свыше 1200 °С до 15 тыс. ч. Конструкция проточной части позволяет заменить любую лопатку без извлечения ротора и дополнительной его балансировки.

Все лопатки проточных частей ГТ и компрессора проходят индивидуальную стендовую проверку. Каждая лопатка взвешивается, и ее параметры вводятся в компьютер.

Во избежание проблем с резонансными колебаниями количество сопловых лопаток ГТ выбирают равным или кратным простым числам. Масса отдельной лопатки может составить от 10 до 30 кг. В табл. 4.1 в качестве примера приведены конструктивные параметры проточной части ГТУ типа ГТЭ-115-1170 (проект АО «Турбоатом», г. Харьков).

Диаметр дисков рабочих лопаток обычно не превышает 2 м, а их толщина доходит до 600 мм.

Ротор газотурбинного агрегата (компрессора и ГТ) вращается в опорных подшипниках, рабочие поверхности которых изготовлены из баббита. Упорный подшипник и один из опорных подшипников расположены в зоне входного патрубка компрессора. Второй опорный подшипник обычно находится в отдельном корпусе в зоне выходного патрубка ГТ.

Таблица 4.1. Конструктивные параметры проточной части ГТУ типа ГТЭ-115-1170

Параметр	Значение параметра на ступени газовой турбины			
	1-й	2-й	3-й	4-й
Высота сопловой лопатки, мм	144	207	336	510
Высота рабочей лопатки, мм	155	256	398	600
Число сопловых лопаток в ступени	84	72	66	72
Число рабочих лопаток в ступени	107	86	89	97
Реактивность ступени	0,36	0,38	0,42	0,45
Распределение мощности по ступеням, %	31	24	24	21

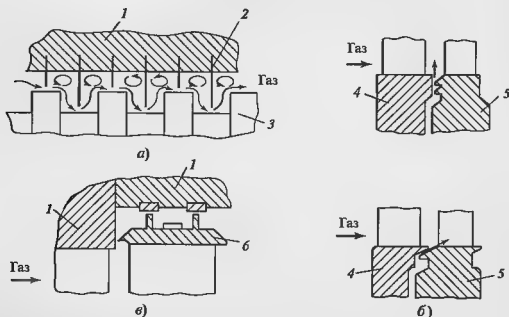


Рис. 4.20. Уплотнения в проточной части турбины

а — концевое; б — корневое, в — бандажное, 1, 3 — корпус и ротор турбины; 2 — гребень уплотнения; 4 — диафрагма; 5 — диск; б — бандаж

Подшипники смазываются и охлаждаются маслом, поступающим из масляной системы. Корпуса подшипников имеют горизонтальный разъем. Благодаря этому ревизия, ремонт и замена подшипников могут быть выполнены без вскрытия газотурбинного блока.

При прохождении горячих газов по ступеням ГТ часть их попадает в зазор между обоймой сопловой решетки и ротором, а часть уходит через зазор между вершинами рабочих лопаток и корпусом турбины. Эти утечки рабочего тела не совершают полезную работу. Для уменьшения утечек газа между ступенями в турбине устанавливают внутренние уплотнения разной конструкции (рис. 4.20). Уплотнение вращающегося ротора со стороны компрессора и выходной части ГТ осуществляется концевыми уплотнениями различной конфигурации и соответствующей эффективности (рис. 4.21).

Статор газотурбинного агрегата состоит из отдельных секций: кожухов компрессора, КС и ГТ вместе с диффузором воздушного кожуха, кожухов компрессора и компрессорного выхода, оболочки КС, кожухов турбины и выхода. Эти элементы корпуса, разделенные горизонтальным разъемом

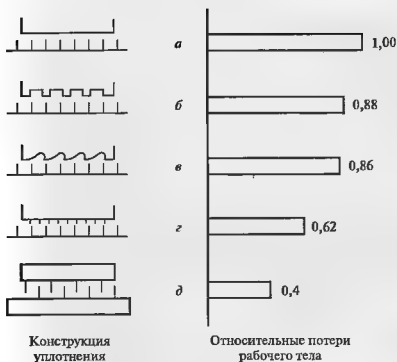


Рис. 4.22. Схема диффузора с осевым (а) и диагональным (б) выходом

Рис. 4.21. Концевые уплотнения вала ГТ

на верхнюю и нижнюю половины, соединены болтами и образуют жесткую конструкцию. Корпусной блок с помощью ступей со спаренными «мертвыми» точками опирается на основную фундаментную раму.

Расположение некоторых ГТУ на раме типа салазок с максимально возможным размещением вспомогательных агрегатов, трубопроводов, электропроводки характерно для установок небольшой мощности. Такое конструктивное решение позволяет сократить сроки и затраты на монтаж, повысить его качество, упрощает устройство фундамента и облегчает доступ для осмотра и ремонта.

Выходные газы ГТУ либо отводят непосредственно в дымовую трубу, либо направляют для использования большей части их теплоты в теплообменниках, котле-утилизаторе и т.п. Во всех случаях в конце тракта устанавливают перекрывающую заслонку против ускоренного расхолаживания турбины тягой дымовой трубы в периоды простоя.

На выходе из проточной части ГТ газы имеют высокую температуру (500—600 °C) и значительную осевую скорость, достигающую 200 м/с и более. Сопротивление газового тракта за ГТ преодолевается избыточным давлением ее газов, и с его увеличением снижаются использованное теплопадение и электрическая нагрузка ГТУ.

При выборе конструктивной схемы выходного патрубка ГТ в виде диффузора учитывают требования эффективности и надежности.

Диффузор в современных ГТУ часто выполняют с осевым или диагональным выходом (рис. 4.22). Он обеспечивает снижение скорости газов и восстановление давления потока газов, некоторое его увеличение по сравнению с давлением газов за последней турбинной ступенью, т.е. преобразование кинетической энергии в потенциальную.

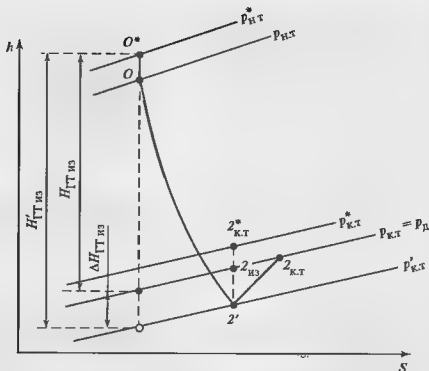


Рис. 4.23. Рабочий процесс многоступенчатой ГТ с выходным диффузором в h, s -диаграмме $\Delta H_{ГТ из}$ — увеличение располагаемого изэнтропного теплопадения в ГТ $H_{ГТ из}$ в результате установки выходного диффузора; $H'_{ГТ из}$ — полное располагаемое изэнтропное теплопадение в ГТ с учетом установки диффузора

Диффузор характеризуют его КПД η_d , равным отношению действительного прироста потенциальной энергии к максимально возможному при изэнтропном сжатии (рис. 4.23):

$$\eta_d = \frac{h_{2 из} - h_{2'}}{h_{2_{к.т}} - h_{2'}} \approx 0,65 \quad 0,70. \quad (4.3)$$

4.3. ОХЛАЖДЕНИЕ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Эффективность производства электроэнергии газотурбинными энергетическими установками зависит прежде всего от степени повышения давления воздуха в компрессоре и температуры газа перед ГТ. В табл. 4.2 приведены данные о росте значений этой температуры, повышении жаропрочности конструктивных материалов проточной части турбины и эффективности всей установки.

Таблица 4.2. Параметры энергетических ГТУ

Параметр	Годы				
	1960	1970	1980	1990	2000
Начальная температура газов перед ГТ $T_{нт}, ^\circ\text{C}$	700	800	900—1000	1100—1250	1300—1400
Жаропрочность материалов лопаточного аппарата ГТ $T_m, ^\circ\text{C}$	700	750	800	850	900
Электрический КПД ГТУ $\eta_{ГТ}^э, \%$	24—25	26—27	28—30	32—34	38—40

Темп роста жаропрочности материалов проточной части ГТ после 60-х годов значительно уступает росту начальной температуры газа. Основным средством, позволяющим гарантировать надежность работы ГТУ в этих условиях, является создание высокоэффективных систем охлаждения, прежде всего лопаточного аппарата проточной части ГТ. В подавляющем числе таких систем используется часть циклового воздуха компрессора ГТУ, однако при этом уменьшается полезная работа, совершаемая рабочим телом в турбине.

Вместе с тем определенного улучшения эффективности ГТУ можно добиться при неизменном значении $T_{нт}$, используя для лопаточного аппарата ГТ материалы с повышенной жаростойкостью, что снижает потребление охлаждающего воздуха из компрессора и связанные с этим потери. Эксплуатационные характеристики ГТУ можно улучшить, применяя более эффективные системы охлаждения горячих деталей ГТ.

Система охлаждения ГТ должна отвечать ряду требований, среди которых можно выделить следующие:

- охлаждение деталей ГТ должно происходить до температуры, при которой их прочность обеспечивает необходимую продолжительность работы;

- увеличение полезной работы вследствие роста начальной температуры газа должно обеспечивать экономический эффект больший, чем затраты, связанные с применением системы охлаждения;

- градиенты температур охлажденных деталей ГТ не должны приводить к опасным значениям температурных напряжений;

- усложнение тепловой схемы ГТУ, ее конструкции и режимов эксплуатации из-за появления системы охлаждения не должно приводить к ее значительному удорожанию и снижению надежности. Система охлаждения должна одинаково эффективно действовать на всех режимах работы установки.

В современных ГТУ охлаждают практически все детали ГТ: ротор, подшипники, сопловые и рабочие лопатки, корпус. При охлаждении лопаточного аппарата используют не только воздух, но и в последнее время пар, дистиллированную воду, жидкие металлы (Na, Na + K), обладающие лучшими теплофизическими свойствами.

Система охлаждения ГТ выполняет две основные функции: непосредственное охлаждение элементов, подверженных воздействию температуры потока газов, и обеспечение экологической чистоты ГТУ. В разные критические точки ГТ подается воздух нужного давления и температуры.

Используются несколько типов систем охлаждения (рис. 4.24):

- а) *система воздушного охлаждения*, в которой применяется цикловой воздух компрессора, отбираемый из различных отсеков его проточной части. Если после охлаждения этот воздух выводится в проточную часть ГТ, такую систему называют *открытой* (рис. 4.25). В *закрытых* воздушных системах охлаждающий воздух возвращается обратно для дожатия в компрессор. Такое техническое решение возможно, если охлаждающий тракт выполнен герметичным;

- б) *система парового охлаждения*, в которой для охлаждения используется водяной пар. Он обладает лучшими теплофизическими свойствами, чем воздух. Его применение связано со значительно меньшими потерями работы сжатия (повышение давления осуществляется в жидкой фазе). Такие системы

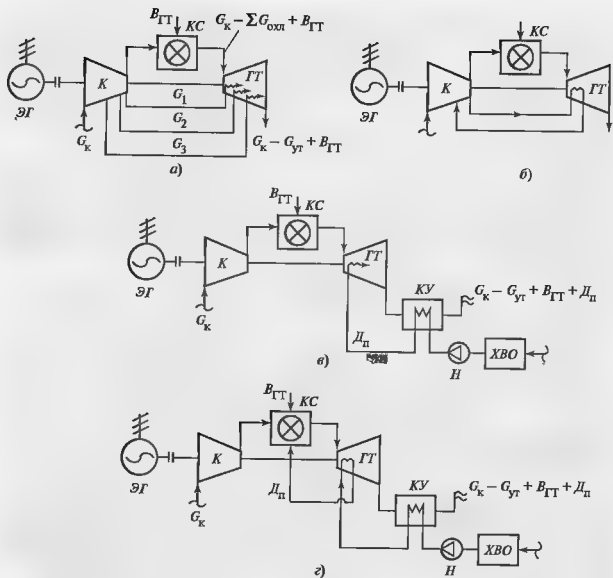


Рис. 4.24. Системы охлаждения ГТ ГТУ

а, б — открытая и закрытая системы воздушного охлаждения; в, г — открытая и закрытая системы парового охлаждения; К — компрессор; ГТ — газовая турбина; КС — камера сгорания; ЭГ — электрогенератор; КУ — котел-утилизатор; ХВО — химводоочистка, Н — питательный насос; G_{yt} — потери воздуха с утечками, G_n — расход пара на охлаждение

охлаждения могут быть *открытыми* (см. рис. 4.24, в) и *закрытыми* (см. рис. 4.24, г), где пар после охлаждения вводится в КС ГТУ;

в) *комбинированная система охлаждения*, в которой переходная секция, соединяющая КС и вход газов в ГТ, а также первая ступень лопаток (преимущественно сопловых) охлаждаются паром, отводимым обратно в тепловую схему ПГУ. Остальные элементы проточной части ГТ охлаждаются цикловым воздухом по открытой схеме.

Влияние парового охлаждения первой ступени сопловых лопаток в ГТ фирмы General Electric (технология Н) на параметры рабочего тела показано на рис. 4.26. Как видно из рисунка, температура газа перед первой ступенью рабочих лопаток ГТ с паровым охлаждением сопловой решеткой выше на 111°C . При воздушном охлаждении из-за вывода охлаждающего воздуха в поток газа происходит большее снижение этой температуры.

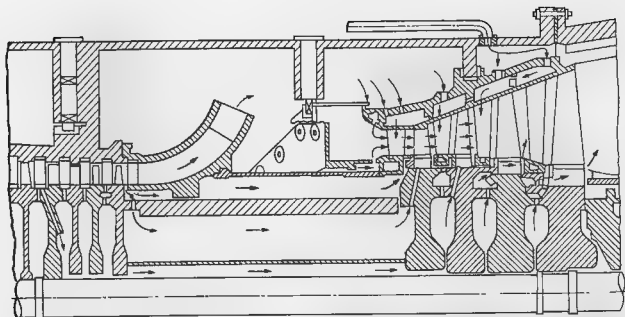
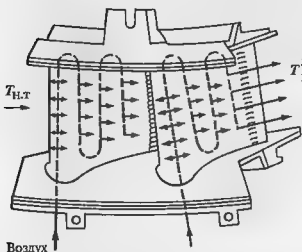


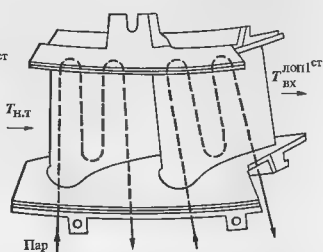
Рис. 4.25. Пример подвода охлаждающего воздуха компрессора к элементам газовой турбины (ГТУ V94.2 фирмы Siemens)

Открытая воздушная
система охлаждения

Система парового
охлаждения



$$\Delta T_r = 155^\circ\text{C}$$



$$\Delta T_r = 44^\circ\text{C}$$

Рис. 4.26. Влияние системы охлаждения на параметры рабочего тела в первой ступени сопловых решеток (ГТУ фирмы General Electric, технология Н)

ΔT_r — изменение температуры газов в первой ступени сопловых решеток с учетом выпуска охлаждающего воздуха в проточную часть

Способы охлаждения различных деталей ГТ зависят от их конструкции. Рабочие и сопловые лопатки изготавливают из высококачественных металлических сплавов с высокой жаропрочностью, чему способствуют их относительно небольшие размеры. Диски роторов обычно выполняют из сталей перлитного или ферритного класса, что облегчает их изготовление и улучшает ряд их характеристик, но температура нагрева металла в процессе работы не должна превышать 550°C .

Организация охлаждения ротора ГТ зависит от размеров установленных дисков. Продувка воздуха через хвостовые крепления рабочих лопаток

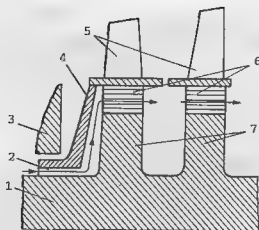


Рис. 4.27. Охлаждение ротора турбины продувкой воздуха через хвостовые крепления рабочих лопаток

1 — ротор, 2 — канал для подвода охлаждающего воздуха; 3 — корпус турбины; 4 — дефлектор; 5 — рабочие лопатки, 6 — хвостовики лопаток, 7 — диски

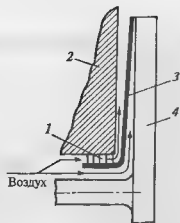


Рис. 4.28. Охлаждение диска с дефлектором

1 — уплотнение; 2 — корпус; 3 — дефлектор, 4 — диск

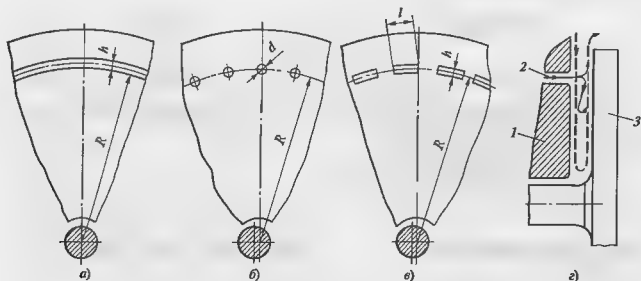


Рис. 4.29. Формы каналов (а—в) и схема течения воздуха (г) при струйном охлаждении диска

1 — корпус, 2 — каналы для подвода охлаждающего воздуха, 3 — диск (R — радиус канала, d — диаметр отверстия в канале; h , l — высота и шаг отверстия)

(рис. 4.27) оказывается достаточной для охлаждения в тех случаях, когда размеры полотна дисков относительно невелики. Если ротор ГТ имеет диски с большим полотном, то применяют другие схемы их охлаждения: устанавливают специальные покрывные диски — дефлекторы (рис. 4.28), используют струйное охлаждение поверхностей диска (рис. 4.29 и 4.30). Сочетание в конструктивной схеме ГТ перечисленных способов охлаждения обеспечивает отбор основного количества теплоты от рабочих дисков в наиболее нагретой их части — в креплении хвостовиков рабочих лопаток.

Охлаждение корпуса ГТ позволяет снизить его температуру и изготовить его из более дешевого материала. Для этого применяются специальные ребра, устанавливается дополнительная теплоизоляция, предусматриваются от-

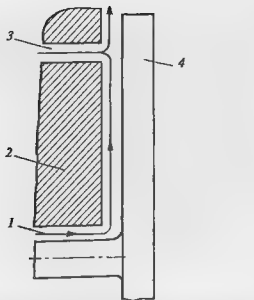


Рис. 4.30. Комбинированное струйно-радиальное охлаждение диска

1, 3 — каналы подвода охлаждающего воздуха, 2 — корпус; 4 — диск

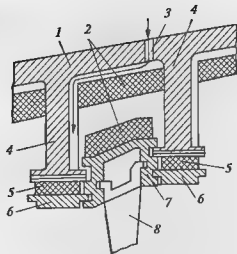


Рис. 4.31. Схема охлаждения корпуса ГТ

1 — корпус; 2, 5 — теплоизоляция; 3 — отверстие для подвода охлаждающего воздуха; 4 — ребра; 6 — сегменты; 7 — обойма; 8 — сопловая лопатка

верстия для прохода охлаждающего воздуха, который по трубопроводам подводится к отдельным частям корпуса ГТ (рис. 4.31 и 4.25).

Наиболее сложной задачей является *охлаждение лопаточного аппарата* проточной части ГТ. Допустимая температура металла лопаток по условиям жаропрочности и возникающих напряжений в конструкции энергетических ГТУ приблизилась в 2000 г. к 900 °С. Таким образом, разницу между начальной температурой газа и температурой первого ряда лопаток, составляющую 400–500 °С, необходимо компенсировать соответствующей системой охлаждения.

Способы охлаждения лопаток постоянно совершенствуются. Для оценки их эффективности используют понятие *интенсивности охлаждения* (безразмерной глубины охлаждения):

$$\Theta = \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\text{м}}}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{охл в}}^*}, \quad (4.4)$$

где T_{Γ}^* , $T_{\text{охл в}}^*$ — соответственно температуры полного торможения газа и охлаждающего воздуха; $T_{\text{м}}$ — температура металла охлаждаемых лопаток.

Интенсивность охлаждения может изменяться: $1 > \Theta \geq 0$. Она равна нулю, когда охлаждение лопаток отсутствует, и увеличивается с ростом эффективности этого охлаждения. На рис. 4.32 показаны профили лопаток ГТ с использованием различных способов их охлаждения. Интенсивность охлаждения возрастает с увеличением *безразмерного параметра охлаждения*:

$$\beta_{\text{охл}} = \frac{G_{\text{охл в}} c_{p\text{в}}}{k F_{\text{л}}}. \quad (4.5)$$

Здесь $G_{\text{охл в}}$ — количество охлаждающего воздуха, кг/с; $c_{p\text{в}}$ — удельная теплоемкость охлаждающего воздуха, кДж/(кг · К); k — коэффициент теплоот-

1. Охлаждение конвекцией



2. Отражательное охлаждение



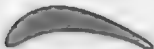
3. Пленочное охлаждение



4. Пористое охлаждение



5. Паровое охлаждение



а)

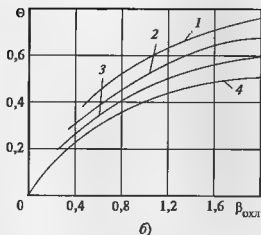


Рис. 4.32. Охлаждение лопаток проточной части ГТ и оценка его эффективности с помощью безразмерного параметра охлаждения $\beta_{\text{охл}}$

а — методы охлаждения лопаток газовых турбин; б — зависимость интенсивности охлаждения от $\beta_{\text{охл}}$

дачи по профилю лопатки (среднее значение), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $F_{\text{л}}$ — площадь поверхности лопатки газовой стороны, м^2 .

В современных ГТ в зависимости от начальной температуры газов доля охлаждающего воздуха, отбираемого за отдельными ступенями компрессора, составляет

$$g_{\text{охл}} = \frac{\sum_1^n G_{\text{охл в}}}{G_{\text{к}}} \geq 0,04 - 0,10, \quad (4.6)$$

где $\sum_1^n G_{\text{охл в}}$ — суммарный расход воздуха, $\text{кг}/\text{с}$, отбираемого из компрессора для системы охлаждения; $G_{\text{к}}$ — количество поступающего в компрессор воздуха, $\text{кг}/\text{с}$.

Для уменьшения количества охлаждающего воздуха постоянно совершенствуется технология отвода теплоты со стенок охлаждаемых лопаток.

Приближенно интенсивность охлаждения можно оценить, задавая способ охлаждения, конструктивные особенности лопаток и долю охлаждающего воздуха (рис. 4.33). Это позволяет определить в первом приближении температуру охлаждаемых лопаток.

Выбранную систему охлаждения элементов проточной части ГТ и ее реализацию можно считать наиболее эффективными при приближении КПД и удельной мощности этой ГТУ к подобным параметрам условной ГТУ, в ко-

торой принята такая же начальная температура газа, но отсутствует система охлаждения.

Пример (рис. 4.33).

Дано: эффективность охлаждения — кривая 2; $T_{\Gamma}^* = 1200^\circ\text{C}$; $T_{\text{в}}^* = 300^\circ\text{C}$; $T_{\text{м}}^{\text{max}} = 850^\circ\text{C}$; $g_{\text{охл}} = 2,2\%$.

По рис. 4.33 для $g_{\text{охл}} = 2,2\%$ определяем интенсивность охлаждения $\Theta = 0,43$. Рассчитываем температуру металла охлаждаемой лопатки по (4.5):

$$0,43 = \frac{1200 - T_{\text{м}}}{1200 - 300},$$

$T_{\text{м}} = 813^\circ\text{C}$. Условие $T_{\text{м}} < T_{\text{м}}^{\text{max}}$ соблюдается.

Если $T_{\text{м}} > T_{\text{м}}^{\text{max}}$, то необходимо увеличить долю отбираемого из компрессора охлаждающего воздуха $g_{\text{охл}}$.

Рабочий процесс в ГТ с охлаждением деталей отличается от рабочего процесса в неохлаждаемых ГТ. Основные особенности состоят в следующем: расход рабочего тела в проточной части изменяется по тракту ГТ и увеличивается по мере подвода охлаждающего воздуха к рабочим и сопловым лопаткам;

внутренний КПД ГТ снижается из-за дополнительных потерь;

отвод теплоты в процессе расширения газа и подмешивание охлаждающего воздуха в проточную часть ГТ приводят к изменению параметров рабочего тела — смеси газов и воздуха — по сравнению с параметрами ГТ без охлаждения. Это отражается на геометрии элементов проточной части.

В итоге снижается удельная мощность ГТ по сравнению с удельной мощностью ГТ без охлаждения. Для обеспечения заданной мощности необходимо большее адиабатное теплопадение в турбине.

В охлаждаемых ГТ по сравнению с неохлаждаемыми возникают дополнительные потери, которые можно классифицировать следующим образом:

потери на прокачку охлаждающего воздуха, обусловленные затратой энергии на повышение скорости охлаждающего воздуха до значения окружающей, соответствующей месту его выхода из рабочей лопатки. Эти потери прямо пропорциональны квадрату этой скорости и расходу воздуха. К этим потерям относят гидравлические потери по тракту подвода охлаждающего воздуха, а также потери от так называемых безвозвратных утечек;

термодинамические потери, вызванные тем, что в процессе охлаждения сопловых и рабочих лопаток происходит отвод части теплоты от потока газа при смешении его с охлаждающим воздухом, вытекающим из лопаток в проточную часть ГТ. Этот отвод теплоты приводит к потере полезной энергии при заданном значении температуры газа перед турбиной;

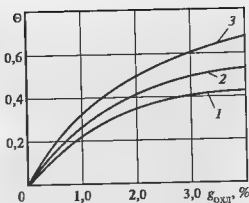


Рис. 4.33. Эффективность охлаждения среднего участка профиля лопаток с внутренним дефлектором

1 — гладкая внутренняя поверхность; 2 — оребренная; 3 — оребренная с припаянным дефлектором

газодинамические потери, обусловленные необходимостью отступать от обычных аэродинамически совершенных профилей, чтобы расположить внутри лопаток каналы для подвода охлаждающего воздуха. Кромки лопаток выполняют более толстыми, углы заострения большими. Увеличивается относительная толщина профиля лопатки, утолщаются выходные кромки сопловых лопаток;

потери при смешении охлаждающего воздуха с основным потоком газа, неизбежные в открытой системе охлаждения. Они тем больше, чем больше разность скоростей смешивающихся потоков и больше отклонение направления вдуваемого воздуха от направления основного потока газа;

потери от перетекания воздуха в поток газа через лабиринтные уплотнения и зазоры в неподвижных элементах конструкции ГТ.

Таким образом, следует отметить, что система открытого воздушного охлаждения при всей своей относительной простоте оказывает заметное воздействие на КПД охлаждаемых ступеней. Для предварительной оценки этого воздействия можно воспользоваться формулой

$$\eta_{ГТ}^{охл} = (1 + \alpha)_{возв} [n_{охл} \eta_{ст}^{охл} + (n - n_{охл}) \eta_{ст}] / n, \quad (4.7)$$

где $\eta_{ст}^{охл}$, $\eta_{ст}$ — средний КПД охлаждаемых и неохлаждаемых ступеней; n — общее число ступеней в турбине; $n_{охл}$ — число охлаждаемых ступеней; $\alpha_{возв}$ — коэффициент возврата теплоты в многоступенчатой ГТ.

Для предварительных расчетов параметров охлаждаемой ГТ принимают, что каждый 1 % расхода охладителя, включая и его утечки, на 1,0–1,5 % понижает КПД соответствующей ступени.

Существуют следующие *способы охлаждения лопаток* ГТ. При относительно невысоких начальных температурах газа применяют систему с внутренним *конвективным* воздушным охлаждением и продольно-петлевым движением воздуха. После перемещения по внутренним каналам лопаток воздух выпускается через их выходные кромки (рис. 4.34). Такой способ позволяет обеспечить снижение температуры наружной поверхности стенок лопаток на 150 °С. Аналогичные результаты могут быть достигнуты при организации так называемого *отражательного* охлаждения стенок лопаток. Конструкция с применением дефлекторов и поперечным течением охлаждающего воздуха позволяет интенсифицировать теплообмен. Воздух подается в хвостовик лопатки с выпуском его через щели в выходной кромке и далее в проточную часть турбины.

Дальнейшее повышение начальной температуры газа может быть обеспечено использованием в первых ступенях лопаточного аппарата так называемого *заградительного охлаждения*, при котором охладитель образует на наружной поверхности лопаток тонкий, относительно холодный защитный слой. Различают два типа заградительного охлаждения: *пленочное* и *пористое* (эффузионное). В первом случае охлаждающий воздух проходит в зазоры между дефлекторами и внешней оболочкой, а затем полностью или частично выходит через многочисленные отверстия (рис. 4.35—4.37). На наруж-

Охлаждающий воздух

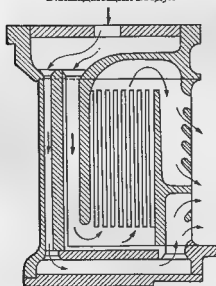
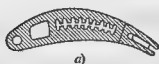


Рис. 4.34. Внутреннее конвективное охлаждение лопаток газовых труб

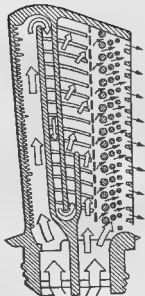
а — охлаждаемая сопловая лопатка с продольно-петлевым движением воздуха и внутренним оребрением; *б* — лопатки с продольным и смешанным течением охлаждающего воздуха (стрелками показано направление прохождения охлаждающего воздуха); *I, II* — без перфорации, *III, IV* — с перфорацией; *1* — выступы в виде ребер; *2* — штыри



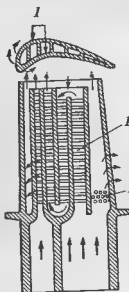
а)



I

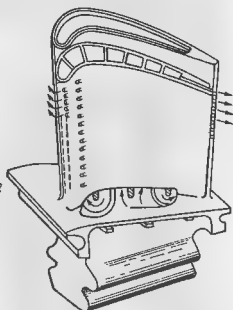


II



б)

III



IV

ной поверхности лопатки образуется пленка, которая защищает эту поверхность от контакта с горячими газами. Пленка довольно быстро разрушается, и поэтому при пленочном охлаждении нужно предусматривать достаточное количество отверстий выпуска воздуха, что снижает конструктивную прочность лопатки. Происходит увеличение потребления охлаждающего воздуха ($g_{\text{охл}} = 0,02—0,03$ при глубине охлаждения до 250°C).

Достоинства и недостатки конвективного и отражательного охлаждения, с одной стороны и пленочного охлаждения с другой, показаны на рис. 4.38, их учитывают при проектировании проточной части ГТ.

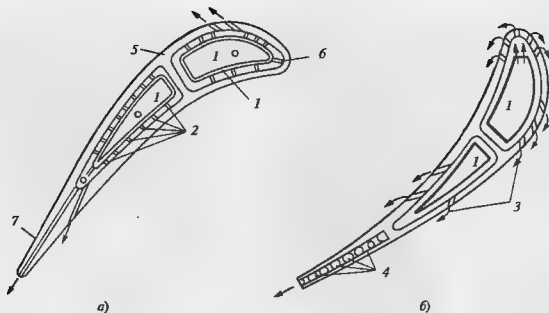


Рис. 4.35. Дефлекторные сопловые лопатки с конвективно-пленочным воздушным охлаждением

a — ГТУ типа М7001; *б* — ГТУ типа GT200; 1 — дефлектор; 2 — отверстия в дефлекторе для раздачи воздуха, 3 — отверстия в стенке для выпуска воздуха; 4 — турбулизаторы (штыри), 5 — спинка-корыто, 6 — передняя кромка, 7 — задняя кромка

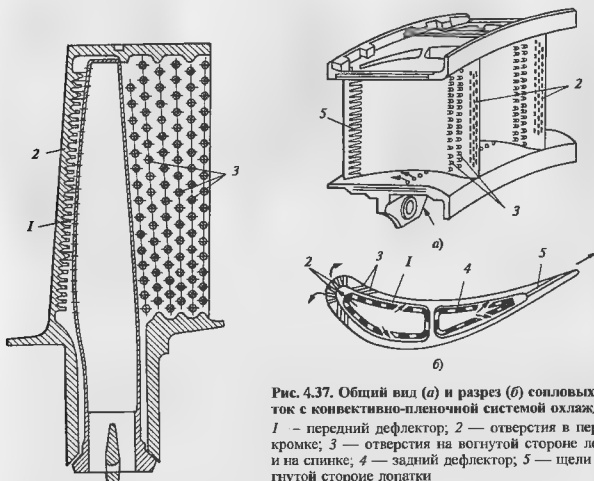


Рис. 4.37. Общий вид (а) и разрез (б) сопловых лопаток с конвективно-пленочной системой охлаждения
1 — передний дефлектор; 2 — отверстия в передней кромке; 3 — отверстия на вогнутой стороне лопатки и на спинке; 4 — задний дефлектор; 5 — щели на вогнутой стороне лопатки

Рис. 4.36. Схема охлаждения рабочей лопатки с дефлектором и перемычками
1 — дефлектор, 2 — передняя кромка с внутренним оребрением; 3 — перемычки

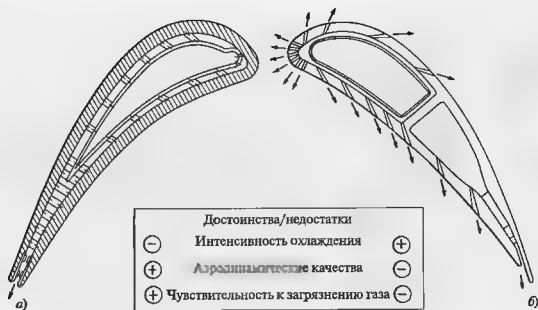


Рис. 4.38. Достоинства и недостатки конвективного и отражательного охлаждения (а) по сравнению с пленочным охлаждением (б) лопаточного аппарата ГТ

Дальнейшую интенсификацию теплообмена и увеличение глубины охлаждения можно обеспечить, используя *проникающее (пористое)* охлаждение. В конструкции лопаток предусматривают пористую профильную оболочку с внутренним несущим стержнем (рис. 4.39 и 4.32, а). Охлаждающий воздух поступает в зазоры между несущей конструкцией и пористой оболочкой и выдувается через пористую стенку в пограничный слой, образующийся на наружной поверхности. Такое решение улучшает эффективность охлаждения, но связано с более высокими требованиями к чистоте охлаждающего воздуха. Повышенная шероховатость поверхности лопаток ухудшает ее аэродинамические характеристики.

Основной проблемой, препятствующей внедрению пористых материалов, является засорение пор частицами пыли, поступающей в систему охлаждения, и твердыми включениями в продуктах сгорания. Эта проблема связана с использованием систем фильтрации охлаждающего воздуха. Пористые материалы могут быть получены по технологии порошковой металлургии либо с использованием других технологий.

Для ГТ с воздушным охлаждением принят ряд условий, которые соблюдаются при проектировании. Во-первых, контур воздушного охлаждения рабочих лопаток целиком размещают внутри ротора, начиная с радиального канала для отбора воздуха на внутреннем диаметре воздушного тракта компрессора. Так как последний выполняет роль центрифуги для грязи, попадающей в него, такой выбор точки отбора сводит к минимуму количество посторонних частиц, попадающих в контур охлаждения и способных засорить внутренние каналы и отверстия в лопатках. Во-вторых, воздух дозируется непосредственно

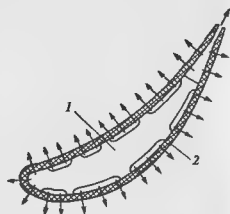


Рис. 4.39. Силловая лопатка с пористым воздушным охлаждением

1 — несущий стержень, 2 — пористая оболочка

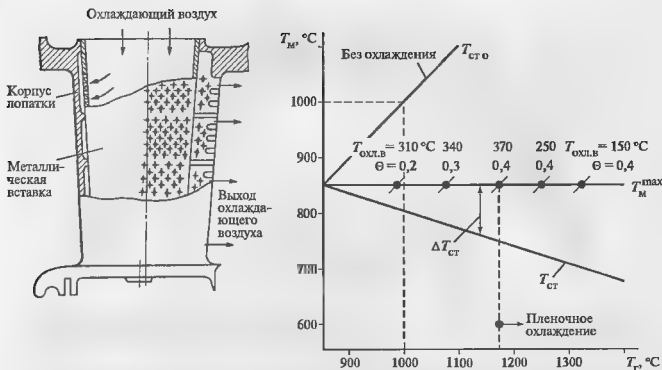


Рис. 4.40. Оценка эффективности охлаждения турбинных сопловых лопаток первой ступени

T_m^{max} — максимально допустимая температура стенок корпуса лопаток ГТ, Θ — интенсивность охлаждения, $T_{\text{ст } 0}$ — температура стенок корпуса лопаток ГТ при отсутствии охлаждения ($\Theta = 0$); T_r — температура газов у стенок корпуса лопаток ГТ, $\Delta T_{\text{ст}} = T_r - T_m^{\text{max}}$ — снижение температуры стенок корпуса лопаток ГТ в результате охлаждения; $T_{\text{охл.в}}$ — температура охлаждающего воздуха

венно самими лопатками, потому что площадь проходного сечения контура охлаждения значительно больше площади отверстий раздачи охлаждающего воздуха в лопатках. Этим обеспечивается максимальное падение давления в целях наиболее эффективной теплопередачи от лопатки. При разрушении лопаток количество воздуха, поступающего в эти лопатки, возрастает. Как показывает опыт, имеющийся у зарубежных и российских фирм, это позволяет сжигать высокосольные тяжелые виды топлив без опасения засорить внутренние каналы системы охлаждения лопаток.

Подача воздуха к сопловым лопаткам и корпусу ГТ осуществляется отдельными трубопроводами и соответствующими каналами (см. рис. 4.25).

Фирмами-изготовителями энергетических ГТ оценивается совершенство применяемых в их конструкциях систем охлаждения. В качестве примера на рис. 4.40 и 4.41 приведены номограммы для такой оценки.

Как видно из рис. 4.40, при отсутствии охлаждения ($\Theta = 0$) температура металла лопаток равна температуре газа, который их окружает. Применение разных способов охлаждения лопаток ($\Theta > 0$) и использование охлаждающего воздуха с различной температурой увеличивают разницу $\Delta T_{\text{ст}} = T_r - T_{\text{ст}}$. Промежуточное охлаждение охлаждающего воздуха позволяет упростить конструкцию лопаток и использовать охлаждение конвекцией (рис. 4.41).

Применение водяного пара вместо воздуха в качестве охладителя турбинных лопаток повышает глубину их охлаждения и делает возможным переход

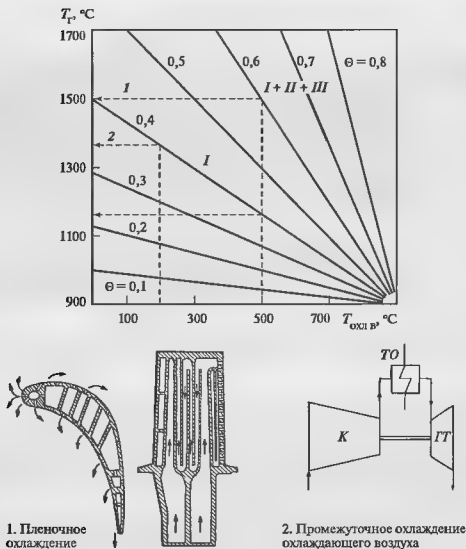


Рис. 4.41. Оценка эффективности охлаждения рабочих лопаток ГТ в зависимости от способа их охлаждения и с использованием промежуточного охлаждения охлаждающего воздуха *I* — охлаждение конвекцией, *II* — отражательное охлаждение; *III* — пленочное охлаждение, Θ — интенсивность охлаждения, для $\Theta = 0,5—0,8$ применяются все способы охлаждения, $T_m^{\max} = 900^\circ\text{C}$

Таблица 4.3 Теплофизические свойства воздуха при температуре 150—300 °С (с учетом охлаждения) и пара при перегреве 50 °С и давлении 4—5 МПа

Охладитель	Молекулярная масса	Удельная теплоемкость, кДж/(кг · К)	Теплопроводность, Вт/(м · К)	Плотность, кг/м ³
Воздух	29,0	1,03	$4,15 \cdot 10^{-2}$	25—42
Пар	18,0	2,7	$5,3 \cdot 10^{-2}$	15—24

на повышенные температуры рабочего тела при умеренных относительных расходах охладителя. Использование пара для указанной цели не связано с затратами энергии на сжатие охлаждающего агента в газовой фазе. Кроме того, пар как охладитель обладает более благоприятными свойствами по сравнению с воздухом (табл. 4.3).

При одинаковом массовом расходе затраты на подогрев пара будут в 2,5 раза меньше из-за его большей теплоемкости. Это позволит избежать одного из существенных недостатков конвективного воздушного охлаждения, когда

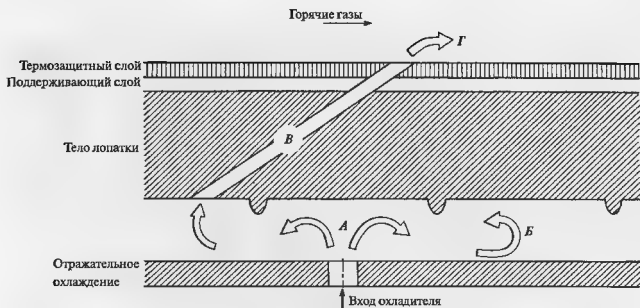


Рис. 4.42. Охлаждение лопатки ГТ с термозащитным покрытием

А — отражательное охлаждение; Б — конвективное охлаждение с турбулизацией охлаждающей среды; В — теплопередача в теле лопатки, Г — пленочное (заградительное) охлаждение

к одному из наиболее теплонапряженных участков профиля лопатки (выходной кромке) поступает уже сильно подогретый воздух. При одинаковом массовом расходе коэффициент теплоотдачи от стенки лопатки к водяному пару будет выше. Из-за меньшей плотности пара потребуется при его прокачке по каналам лопаток через отверстия перфорации или через пористый слой примерно на 30 % больший перепад давления.

Существенный рост эффективности охлаждения с использованием пара в качестве охладителя позволяет на значительной части пера лопаток сохранить конвективный принцип охлаждения или ограничить выдув охладителя локализованными участками профиля. Такое решение приведет к уменьшению газодинамических потерь из-за смешения потоков газа и охлаждающего воздуха.

Использование для охлаждения лопаток пара как более эффективного охладителя позволит увеличить начальную температуру газа за камерой сгорания на 100—200 °С при тех же схемах охлаждения и тех же расходах охладителя, т.е. создать эффективные комбинированные паровоздушные системы охлаждения ГТ.

Применение в первых ступенях турбинных лопаток специальных термозащитных и антикоррозионных покрытий вносит определенную специфику в процесс их охлаждения (рис. 4.42). Обычно эти покрытия состоят из двух слоев: поддерживающего и термобарьерного (термозащитного). Процесс сохранения температуры металла лопаток на определенном уровне состоит из отдельных этапов, включающих конвективный, отражательный и пленочный способы охлаждения.

Расчет системы охлаждения можно условно разделить на следующие этапы: *тепловой расчет*, позволяющий определить расход охлаждающего воздуха для понижения температуры деталей ГТ до требуемых значений. Существенное влияние на расчет оказывают тип и конструкция охлаждаемой детали. Приходится решать сложную систему уравнений тепловых балансов. Это

позволяет определить уровень температур металла, расход охлаждающего воздуха, размеры теплорассеивающей поверхности;

гидравлический расчет, в процессе которого определяют проходное сечение каналов для проникновения необходимого количества охлаждающего воздуха, рассчитывают действительный расход воздуха через систему охлаждения. Важен выбор коэффициента расхода, оценивающего отношение этого действительного расхода к расходу при истечении без потерь и подогрева. При этом учитываются конфигурация воздушных каналов, шероховатость их поверхности, степень подогрева воздуха за счет теплоты охлаждения и др. Из-за сложности задачи приходится решать ее методом последовательного приближения, используя моделирование и другие технические средства. Применяются также стендовые продувки деталей;

расчет температурных полей основных деталей газовой турбины и *оценка эффективности* системы охлаждения.

Результаты расчета системы охлаждения позволяют улучшить параметры работы ГТУ.

Контрольные вопросы

1. Поясните характер изменения начальных параметров рабочего тела в ГТУ ($p_{нт}$ и $T_{нт}$) в зависимости от параметров наружного воздуха.
2. Какие функции выполняет диффузор, устанавливаемый за газовой турбиной ГТУ?
3. Почему в процессе работы меняется температура выходных газов газовой турбины?
4. Почему современные ГТУ оборудованы системой охлаждения горячих деталей газовой турбины?
5. Назовите типы систем охлаждения газовых турбин и применяемые охладители.
6. Объясните физический смысл интенсивности охлаждения Θ .
7. Какие способы охлаждения лопаток применяются в современных газовых турбинах? Перечислите их конструктивные особенности.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

5.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

Эксплуатация современных энергетических ГТУ осуществляется в автоматическом режиме, чему способствуют соответствующие автоматические системы управления технологическими процессами (АСУ ТП). Следует отметить, что ГТУ имеют ряд преимуществ перед паросиловыми установками:

- низкие капиталовложения;
- короткое время запуска и выхода на режим нагрузки;
- пригодность к частым и быстрым запускам;
- небольшой срок строительства. Значительная часть монтируемого оборудования заводского изготовления;
- низкие эксплуатационные расходы;
- компактность установки на 1 кВт установленной мощности;
- возможность дистанционного управления и эксплуатации.

Вместе с тем существует ряд обстоятельств, которые делают энергетические ГТУ открытого цикла уязвимыми в отношении эксплуатации:

- в качестве рабочего тела используется атмосферный воздух;
- топливо непосредственно вводится и сгорает в объеме рабочего тела — воздуха и др.

В отличие от паросиловых энергетических установок, использующих в качестве рабочего тела обессоленную воду и чистый пар (в пределах существующих нормативов), воздух, поступающий в компрессор, а также органическое топливо содержат такие загрязнители, как пыль, соли натрия, ванадия и прочих элементов, оказывающие негативное воздействие на установку во время ее работы. Они вызывают загрязнение, эрозию, коррозию компрессора, сульфитизацию и коррозию ГТ. Это приводит к ухудшению характеристик и снижению срока службы соответствующих компонентов ГТУ и, в конечном итоге, к вынужденным простоям и преждевременным текущему и капитальному ремонтам.

Безаварийную, надежную, высокоэкономичную эксплуатацию энергетических ГТУ обеспечивает ряд систем. Эти системы можно разделить на *блочные*, связанные непосредственно с технологическим процессом данной ГТУ, и *общестанционные*, обслуживающие несколько энергетических ГТУ на газотурбинной электростанции.

5.2. БЛОЧНЫЕ СИСТЕМЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

Энергетические ГТУ снабжены блочными системами, которые обслуживают их и являются частью всей установки. Они обеспечивают нормальную работу ГТУ при всех режимах ее эксплуатации. Назовем основные из них.

1. Система топливоподачи ГТУ предназначена для подвода сжигаемого топлива в камеры сгорания ГТУ и рассчитана для работы на основном и резервном топливе. В энергетических ГТУ с целью обеспечить высокую на-

дежность и требуемую продолжительность безаварийной работы применяют высококалорийные кондиционные сорта газообразного и жидкого органических топлив. К используемому в ГТУ топливу предъявляется ряд специфических требований.

Газообразное топливо (природный, попутный газы) не подлежит хранению на территории электростанции. Оно подводится по магистральным газопроводам в газораспределительный пункт (ГРП) электростанции, где организуется его очистка от посторонних примесей, корректируется его давление, измеряются его параметры. Необходимое давление газового топлива перед ГТУ зависит от состава газа, его температуры и плотности, а также от условий окружающей среды (температуры воздуха, геодезической высоты установки ГТ). Оно рассчитывается фирмой-изготовителем ГТУ на основании принятых в проекте параметров и, прежде всего, давления сжатого воздуха за компрессором. Принятое фирмой-изготовителем давление топлива является расчетным значением для всех режимов работы установки, в самом неблагоприятном случае (при минимальной температуре наружного воздуха, максимальной температуре газов на входе в газовую турбину, впрыске воды для снижения выбросов NO_x) оно должно гарантировать эксплуатацию ГТУ с предельной мощностью. Потери давления в системе снабжения газовым топливом за пределами ГТУ (в ГРП, фильтрах тонкой очистки газа и др.) не учитываются и должны добавляться к требуемому давлению газа.

Если поставщик топлива не может обеспечить требуемое давление газа, в том числе и вследствие сезонных его колебаний, то на электростанции или в схеме системы топливоподачи ГТУ должна быть предусмотрена установка повышения давления газа (дожимные компрессоры).

В прилож. П.6 приведена схема подключения дожимного компрессора в систему топливоподачи энергетической ГТУ.

Температура природного газа, используемого непосредственно в ГТУ, имеет нижнее и верхнее допустимые значения, которые зависят от конструкции и схемы КС. Температура сжигаемого газа должна быть на 10—15 °C выше точки росы, это позволяет избежать наличия в газе жидких компонентов и коррозии элементов системы. Максимальное значение температуры газа зависит от режима работы КС и подлежит согласованию с фирмой-изготовителем ГТУ. Запуск ГТУ производится только при постоянной температуре газового топлива, которая выбирается в диапазоне между ее максимальным и минимальным значениями.

Теплота сгорания сжигаемого природного газа может находиться в пределах 35 000—50 056 кДж/кг (при объемной концентрации CH_4 100 %).

Ниже приведены допустимые пределы изменения указанных выше параметров топлива.

Пределы изменения параметров газового топлива для энергетических ГТУ

Параметр	Пределы изменения параметра
Давление:	
при нагрузке 0—15 % номинальной	± 5,0 % расчетного значения
при нагрузке 15—100 %	± 2,5 % расчетного значения
Скорость изменения давления, не более	0,02 МПа/с
Температура:	
минимальное значение	10—15 °C выше точки росы
максимальное значение	150 °C и более в зависимости от рекомендаций фирмы и конструкции КС ГТУ

Пределы изменения температуры	$\pm 10^\circ\text{C}$ к расчетному значению
Скорость изменения температуры, не более	1°C/s
Расчетный диапазон изменения теплоты сгорания топлива	35 000—50 056 кДж/кг
Отклонение от расчетного значения	$\pm 5\%$
Скорость изменения теплоты сгорания топлива, не более	0,1 %/с

Загрязнения в топливе приводят к коррозии элементов проточной части ГТ, поэтому вводятся соответствующие ограничения, которые относятся как к топливу, так и к засасываемому компрессором воздуху (табл. 5.1).

Газообразные топлива, имеющие объемные концентрации H_2 более 1,0 % и ацетилена C_2H_2 более 0,1 %, можно сжигать только в режиме диффузионного горения (см. гл. 3).

Схемы подачи газообразного топлива в КС ГТУ различаются для разных типов установок, но всех их объединяет наличие стопорных и регулирующих клапанов, фильтров, линии подачи запального топлива. На рис. 5.1 приведен пример такой схемы, объединенной со схемой подачи резервного жидкого топлива.

Природный газ подается в топливную систему газоснабжения 30, которая отделена от блока системы топливоподачи ГТУ главным стопорным клапаном 26. При включении зажигания запускается вытяжкой вентилятор 32, открывается стопорный клапан запального газа (пропана) 13 и газ поступает в дежурные горелки. Вытяжной вентилятор создает разрежение в камере регулирующих газовых клапанов и удаляет возможные утечки газа.

После зажигания газа открывается газовый регулирующий клапан 17 сначала в соответствии с программой пуска, а затем (после синхронизации электро-

Таблица 5.1. Допустимые загрязнения топлива и воздуха для ГТУ

Загрязняющее вещество	Объемная концентрация загрязнений в топливе за фильтрами	Объемная концентрация загрязняющего вещества в воздухе, ppm, на входе в компрессор после фильтров КВОУ
Пыль (для газообразных топлив) при размере частиц:		
$d < 2$ мкм	18,5 ppm	$\leq 0,06$
$2 < d < 10$ мкм	1,5 ppm	$\leq 0,02$
$d > 10$ мкм	0,002 ppm	$\leq 0,0002$
Всего пыли	20 ppm	$\leq 0,08$
Ванадий	$\leq 0,5$ ppm	$\leq 0,001$
Свинец	$\leq 1,0$ ppm	$\leq 0,002$
Натрий + калий	$\leq 0,3—0,5$ ppm	$\leq 0,001$
Кальций	≤ 10 ppm	$\leq 0,02$
Зола (для жидкого топлива)	≤ 100 ppm	≤ 100
Ацетилен C_2H_2	$\leq 0,1\%$	-
Водород H_2	$\leq 1,0\%$	-
C_nH_m ($n > 2$)	$\leq 10\%$	—

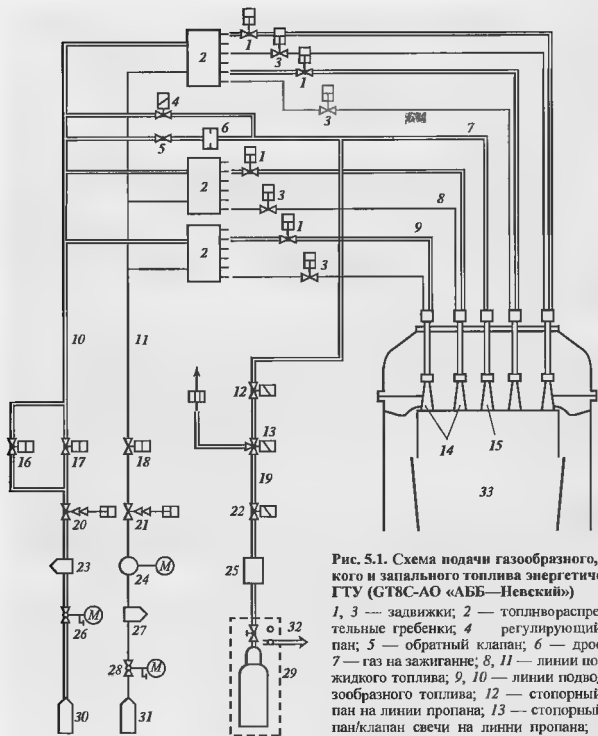


Рис. 5.1. Схема подачи газообразного, жидкого и запального топлива энергетической ГТУ (GT8C-AO «АББ—Невский»)

1, 3 — задвижки; 2 — топливораспределительные гребенки; 4 — регулирующий клапан; 5 — обратный клапан; 6 — дроссель; 7 — газ на зажигание; 8, 11 — линии подвода жидкого топлива; 9, 10 — линии подвода газообразного топлива; 12 — стопорный клапан; 13 — стопорный клапан/клапан свечи на линии пропана; 14 — EV-горелка; 15 — дежурная EV-горелка;

16 — газ на зажигание/продувочный клапан; 17 — регулирующий клапан газа; 18 — регулирующий клапан жидкого топлива; 19 — система запального топлива; 20 — аварийный стопорный клапан пропана; 21 — аварийный стопорный клапан газа; 22 — стопорный клапан жидкого топлива; 23 — грязеуловитель; 24 — насос жидкого топлива; 25 — фильтр; 26 — главный стопорный клапан газа; 27 — фильтр жидкого топлива; 28 — главный стопорный клапан жидкого топлива; 29 — баллон пропана; 30 — ввод газообразного топлива; 31 — подача жидкого топлива; 32 — вытяжной вентилятор; 33 — КС ГТУ

генератора ГТУ) с учетом электрической нагрузки. Клапаны 1—6 открываются или закрываются в соответствии с заданной электрической нагрузкой.

При останове газотурбинного агрегата регулирующий клапан газа 17 закрывается и горелки КС отключаются. Затем закрывается главный стопорный клапан газа 26, обеспечивается сброс рабочего тела в атмосферу до давления окружающей среды. Вытяжной вентилятор останавливается. Во время

аварийного останова ГТУ аварийный стопорный клапан 20 и регулирующие клапаны закрываются одновременно.

Схема подачи жидкого топлива (рис. 5.1) состоит из расходной цистерны промытого топлива, двух ступеней насосов жидкого топлива (на рисунке показана только вторая ступень насоса) 24, щелевых и сетчатых фильтров, подогревателя топлива. Схема рассчитана на автоматическое переключение КС с одного вида топлива на другое (резервное), для этого приспособлены и соответствующие горелки.

2. Система маслоснабжения ГТУ предназначена для обеспечения смазки подшипников агрегата, зубчатых передач редуктора (если он предусмотрен в конструктивной схеме), шарнирных соединений узлов автоматического регулирования и других элементов установки. При смазке уменьшается коэффициент трения в подшипниках, повышается надежность их работы. Система маслоснабжения обеспечивает отвод теплоты от нагретых элементов ГТУ при их смазке.

Для энергетических ГТУ применяются специальные масла (табл. 5.2).

Количество теплоты, отводимой от подшипников, и расход масла, подводимого к трущимся поверхностям, можно определить расчетным путем. При этом нагрев масла в них при нормальной работе не должен превышать 15 °С.

Работа энергетических ГТУ связана с определенными потерями рабочего масла из-за утечек во фланцевых соединениях, испарения масла и др. В среднем потери приблизительно составляют $0,5 \cdot 10^6$ кг/кДж отводимой теплоты.

Давление масла перед подшипниками обычно равно 0,15—0,18 МПа, а вместимости бака должно хватить на 5—10 мин работы главного масляного насоса. В аварийных ситуациях, когда подача масла прекращается, предусмотрено его поступление из специальной «гравитационной» емкости, расположенной на высоте 8—10 м по отношению к подшипникам. Отработанное масло самотеком сливается в общую емкость.

На рис. 5.2 в качестве примера приведена система маслоснабжения ГТУ типа GT8C (ABB—Новский), подключенная к электрогенератору через редуктор. В системе применены насосы гидроподъема ротора для облегчения запуска ГТУ. Резервный масляный насос имеет электропривод постоянного тока. Предусмотрены системы обработки масляных паров в экстаустере с возвратом выделяемого масла в основной бак. Специальный нагреватель позволяет подогреть масло и запустить систему после длительного простоя ГТУ.

Годовой расход масла для энергетической ГТУ мощностью 5 МВт составляет около 1,3 т/год.

Таблица 5.2. Параметры масел, используемых в энергетических ГТУ

Параметр	Марка масла, стандарт		
	М22, ГОСТ 3274-1-72	Л22, ТУ-38-1-01-100-71	Все марки, ГОСТ 10289-79
Зольность, %, не более	0,005	0,005	0,005
Кислотное число	0,02	0,05	0,04
Температура застывания, °С	−15	−15	−45
Кинематическая вязкость, мм ² /с:			
при 50 °С	20—23	20—23	7—9,6
при 20 °С	—	—	30

В прилож. П.4 приведен пример схемы масляной системы энергетической ГТУ небольшой мощности типа «Тайфун» (Alstom).

3. Антипомпажная система компрессора ГТУ. Работа осевого компрессора ГТУ невозможна при возникновении помпажа (см. гл. 2). Избежать этого явления позволяют сама конструктивная схема компрессора и антипомпажная система с соответствующими клапанами выпуска воздуха (см. рис. 2.10).

4. Комплексное воздухоочистительное устройство (КВОУ) ГТУ. В энергетических ГТУ открытого цикла в качестве рабочего тела используется атмосферный воздух, поэтому в конструкции таких ГТУ принимаются специальные меры по очистке воздуха от пыли и других загрязнений, а также по подавлению возникающего шума. Очистка циклового воздуха от естественной и промышленной пыли и загрязнений защищает воздушный и газовый тракты от эрозии и коррозии. Для очистки обычно применяются двухступенчатые фильтры. Система очистки воздуха (рис. 5.3) включает в себя также жвлюзийный сепаратор, установленный перед фильтрами, и шумоглушитель.

Жалюзи предохраняют тракт от попадания дождя, крупных посторонних предметов (камней, птиц). Основные фильтры выполняют из многослойной пористой ткани, плотность слоев которой увеличивается по направлению движения воздуха. Эффективность улавливания мелкой пыли возрастает, если смачивать тканевые фильтры (первая ступень очистки) специальным составом (вискозином). По мере загрязнения фильтра осуществляется его перематывание с верхнего барабана на нижний.

Вторая ступень очистки засасываемого компрессором воздуха выполнена в виде сетчатых фильтров с неподвижными или перемещаемыми панелями, сетки фильтров также смазываются специальным маслом (рис. 5.4).

Эффективность улавливания пыли в КВОУ значительна и достигает 0,995. Скорость перемещения воздушного потока выбирается не более 3,0 м/с, что приводит к большим габаритным размерам КВОУ. Гидравлическое сопротивление системы фильтров невелико и составляет 50—70 Па.

Газотурбинные установки являются мощными источниками шума, оказывающего на здоровье обслуживающего персонала вредное воздействие. Это относится к элементам забора воздуха (КВОУ) и выброса выходных газов.

При работе ГТУ возникает шум в широком диапазоне частот. Для установки мощностью 100 МВт шум в области высоких частот может достигать 140 дБ. Установка специальных шумоглушителей должна снизить шум до нормативных значений — не выше 80 дБ (нормы соответствуют частотной характеристике человеческого уха). Возникающий шум обусловлен неоднородностью воздушного потока при аэродинамическом взаимодействии неподвижных направляющих и вращающихся рабочих лопаток на входе в компрессор. Влияние на уровень шума оказывают и периодические срывы воздушного потока при нерасчетном обтекании профилей лопаток.

Для подавления шума применяют *глушители* пластинчатого типа. Панели глушителя имеют металлические перфорированные стенки, которые внутри заполняют тонким стекловолокном или минеральной ватой с плотностью набивки 15—20 кг/м³. Толщина панели составляет 100—200 мм, а ее габаритные размеры выбираются по конструктивным соображениям. Суммарное

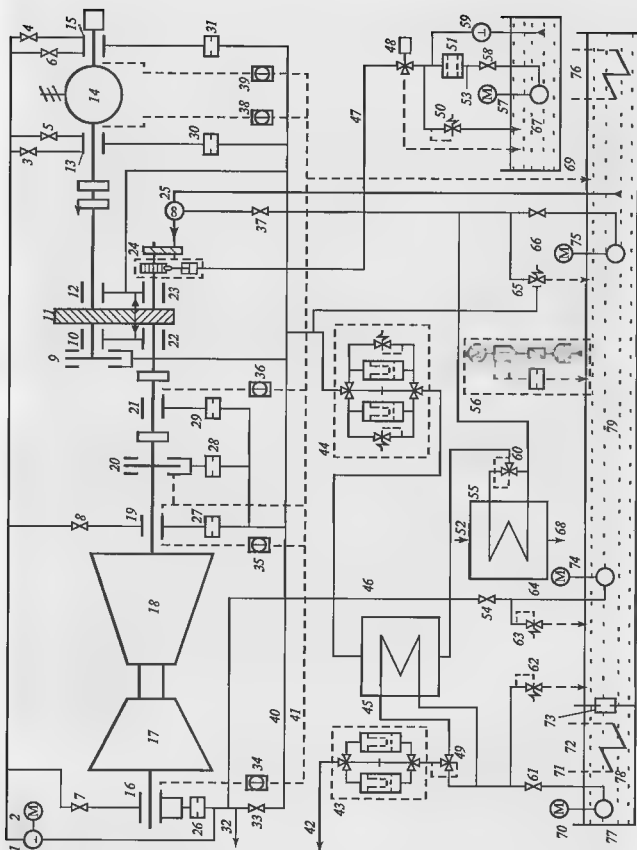
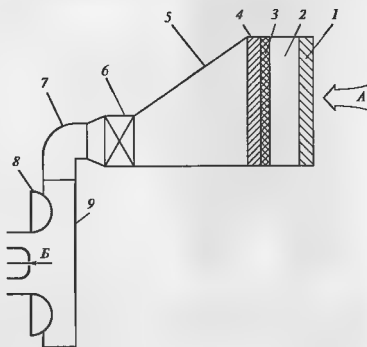


Рис. 5.2. Система маслоснабжения энергетической ГТУ типа (GT8C-АО «АВВ—Невский»)

1 — маслонасос системы гидроподъема ротора; 2—7 — обратные клапаны; 8 — упорный подшипник генератора; 9, 11 — опорные подшипники редуктора; 10 — редуктор, 12, 14 — опорные подшипники генератора со стороны свободного конца вала; 13 — генератор, 15 — опорный подшипник турбины; 16 — турбина; 17 — компрессор; 18 — опорный подшипник компрессора, 19 — упорный подшипник турбины; 20 — опорный подшипник промежуточного вала; 21, 22 — опорные подшипники вала редуктора; 23 — гидравлическое валоповоротное устройство, 24 — главный маслонасос системы смазки; 25—30, 72 — дроссели; 31 — аварийная маслосистема; 32 — обратный клапан, 33—35, 37, 38 — визирные стекла; 36 — обратный клапан с дроссельным отверстием; 39 — линия подвода масла системы смазки к подшипникам; 40 — линия слива масла от подшипников; 41 — линия подачи масла в систему регулирования; 42 — двохвостный фильтр маслосистемы регулирования; 43 — двохвостный фильтр маслосистемы смазки; 44 — маслоохладитель системы регулирования; 45, 63 — аварийные маслосистемы смазки; 46 — система управления гидравлического валоповоротного устройства (масляного); 47 — регулирующий клапан; 48 — клапан регулирования температуры; 49 — клапан постоянного давления, 50 — фильтр; 51, 67 — системы охлаждающей воды для охлаждения генератора и маслоохладителей смазки; 52 — силовое (напорное) масло в систему валоповорота, 53, 60, 65 — обратные клапаны; 54 — маслоохладитель системы смазки, 55 — эксгаузер масляных паров; 56 — насосная установка; 57 — обратный клапан; 58 — ручной насос, 59 — клапан регулирования температуры; 61 — предохранительный клапан, 62, 64 — клапаны постоянного давления; 66 — маслобак системы гидравлического валоповоротного устройства; 68 — бак; 69 — насос маслосистемы регулирования; 70 — система забора масла из маслобака системы регулирования; 71 — нагреватель; 73 — насос аварийной маслосистемы смазки; 74 — вспомогательный насос маслосистемы смазки; 75 — нагреватель; 76, 79 — баки; 77 — система хранения масла системы регулирования; 78 — система хранения масла системы смазки

Рис. 5.3. Комплексное воздухоочистительное устройство

1 — жалюзийный сепаратор; 2 — корпус (помещение) фильтров; 3 — первая ступень фильтрации; 4 — вторая ступень фильтрации, 5 — конический присоединительный патрубок; 6 — шумоглушитель; 7 — поворотный патрубок; 8 — входная часть компрессора; 9 — входной патрубок; А — вход засасываемого воздуха; Б — вход воздуха в компрессор



гидравлическое сопротивление глушителя шума при скорости воздуха 10 м/с приблизительно равно 80 Па (рис. 5.5).

В состав КВОУ может входить противообледенительная система, которая предотвращает образование льда в воздухозаборной системе и на первых лопатках компрессора при понижении температуры окружающего воздуха (рис. 5.6). Для этих целей используется небольшое количество горячего воздуха, забираемое из компрессора, включение системы осуществляется с пульта управления. Воздух проходит через стопорный клапан 6, дроссель 5, который определяет пропускную способность системы, шумоглушитель 3 к воздухоподогревателю 1. Подаваемый воздух пропускается через распределительные трубопроводы, располагаемые поперек всего сечения входного воздухозаборного блока; в трубопроводах сделаны отверстия для выпуска

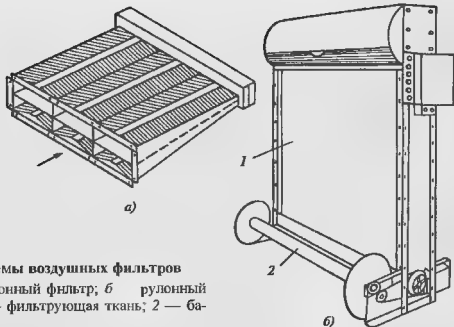


Рис. 5.4. Схемы воздушных фильтров

a — инерционный фильтр; *б* — рулонный фильтр; 1 — фильтрующая ткань; 2 — барабан

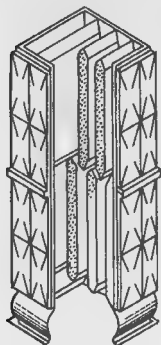


Рис. 5.5. Схема глушителя шума, устанавливаемого в КВОУ

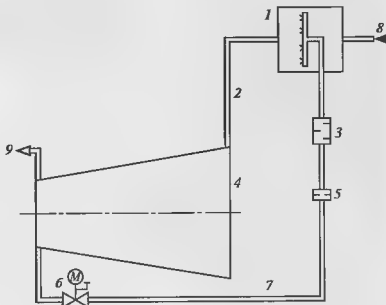


Рис. 5.6. Противообледенительная система забираемого из атмосферы воздуха (ГТУ типа GT8C-AO «ABB—Невский»)

1 — воздухоподогреватель, 2 — воздухонаборный патрубок; 3 — шумоглушитель; 4 — компрессор, 5 — дроссельная шайба, 6 — стопорный клапан; 7 — противообледенительная система (отбор воздуха); 8 — вход наружного воздуха, 9 — сжатый воздух после компрессора

горячего воздуха. Воздухоподогреватель устанавливается перед элементами воздушных фильтров. Антиобледенительная система не защищает фильтры от засорения снегом. При температуре наружного воздуха 0°C система обеспечивает повышение его температуры на $6-10^{\circ}\text{C}$ (при 100 %-ной нагрузке ГТУ). Сигнал «риск обледенения» появляется на щите управления ГТУ всякий раз, когда температура наружного воздуха становится ниже $5-7^{\circ}\text{C}$, а относительная его влажность превышает 70 %.

При работе антиобледенительной системы происходит некоторое снижение мощности и экономичности ГТУ.

Если на электростанции имеется источник пара, то можно организовать подогрев воздуха в противообледенительной системе по схеме, приведенной на рис. 5.7. Конденсат пара подается через конденсатоотводчик 5 и трубопровод возврата конденсата 6 обратно в паровой котел 4. Условия эксплуатации такие же, как и в системе на рис. 5.6, а воздухоподогреватель располагается в пределах КВОУ.

5. Система управления входным направляющим аппаратом (ВНА) компрессора ГТУ. В гл. 2 была приведена информация о назначении ВНА при обслуживании энергетической ГТУ. Его использование наряду с поворотными направляющими аппаратами (ПНА) первых рядов ступеней компрессора позволяет повысить экономичность работы установки в частичных режимах, стабилизировать параметры выходных газов ГТУ, обеспечить надежность эксплуатации в переходных режимах. На рис. 5.8 приведена схема управления ВНА.

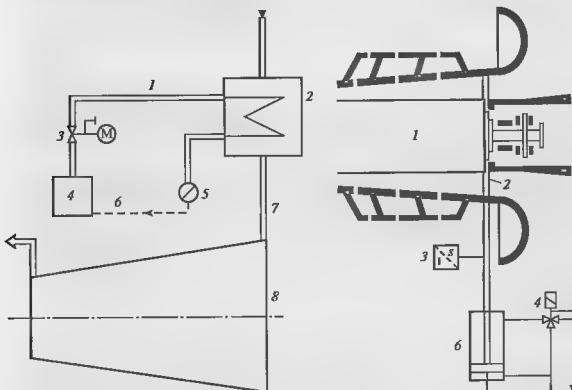


Рис. 5.7. Противообледенительная система с применением греющего пара (ГТУ типа GT8C-АО «АВВ—Невский»)

1 — противообледенительная система (подача пара); 2 — воздухоподогреватель, 3 — стопорный клапан, 4 — паровой котел; 5 — конденсатоотводчик; 6 — возврат конденсата; 7 — подача подогретого воздуха в компрессор; 8 — компрессор

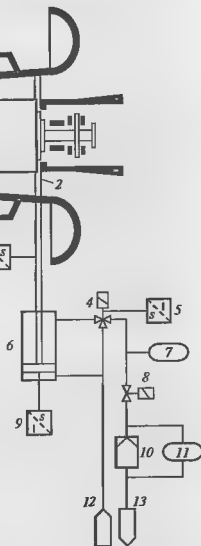


Рис. 5.8. Поворотный ВНА компрессора (система управления — ГТУ типа GT8C-АО «АВВ—Невский»)

1 — компрессор, 2 — поворотный ВНА компрессора, 3 — измерение угла поворота ВНА; 4 — регулирующий клапан, 5 — измерение положения регулирующего клапана, 6 — приводной механизм, 7 — измерение давления масла системы регулирования; 8 — пилотная задвижка, 9 — измерение положения приводного механизма; 10 — сито; 11 — измерение перепада давления на сите; 12 — маслосистема регулирования положением ВНА; 13 — система распределения масла в приводных механизмах

Направляющие лопатки первой ступени компрессора могут поворачиваться вокруг своей оси. Они с помощью стержневой конструкции соединены с регулировочным кольцевым механизмом, управляемым по окружности с внешней стороны корпуса компрессора в области его входной части, которая также может поворачиваться. Поворот лопаток ВНА осуществляется вращением регулировочного кольца, которое, в свою очередь, перемещается гидравлическим приводным устройством.

Входной направляющий аппарат находится в прикрытом положении при полностью остановленной ГТУ. В процессе ее запуска ВНА компрессора приоткрывается до заранее определенного пускового положения. Как только достигается либо значение начальной температуры газа перед ГТ, соответствующее уровню номинальной нагрузки, либо максимально допустимое значение температуры газа за ГТУ, ВНА начинает открываться до нормального положения. Критерием регулирования является обеспечение постоянства начальной температуры газа перед ГТ или поддержание температуры газа за ГТУ на уровне, не превышающем максимально допустимого значения. В течение работы ГТУ на режиме полной нагрузки ВНА остается в нормально открытом положении.

При нормальном (штатном) останове или разгрузке ГТУ ВНА устанавливается в положение, противоположное тому, которое соответствует режиму пуска или нагружения. Точная процедура зависит от ситуации, в которой производится останов или разгрузка ГТУ.

Система обеспечивает автоматическую настройку ВНА во время работы ГТУ посредством контроля ее показателей. При этом контролируются следующие параметры: максимум КПД ГТУ при работе с частичной нагрузкой и изменение положения ВНА с учетом достижения максимально допустимой температуры газов за ГТУ. При работе ГТУ с частичной нагрузкой положение ВНА можно изменить дистанционно со щита управления, не допуская превышения максимально допустимого значения температуры выходных газов.

Угловая установка лопаток ВНА и положение приводного механизма б (рис. 5.8) контролируются. Если угол установки лопаток в ВНА уменьшается в процессе работы ГТУ ниже заданного предела, то сначала выдается сигнал тревоги. Если этот угол продолжает уменьшаться, то ГТУ аварийно отключается.

В прилож. П.5 приведен пример системы управления ВНА энергетической ГТУ типа «Тайфун» (фирмы Alstom).

Перечисленные блочные системы энергетических ГТУ включены в общую систему — АСУ ТП (см. § 6.7).

5.3. ОБЩЕСТАНЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ГАЗОТУРБИННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

5.3.1. Топливное хозяйство

Топливное хозяйство газотурбинных электростанций обеспечивает подачу основного и резервного топлива к блочным системам топливоподачи. Его назначение сводится к хранению запасов жидкого газотурбинного топлива, которое обычно является резервным, к организации ввода присадок в топливо для борьбы с коррозией и для интенсификации процесса горения. В топливном хозяйстве осуществляются очистка и промывка жидкого топлива, его подогрев.

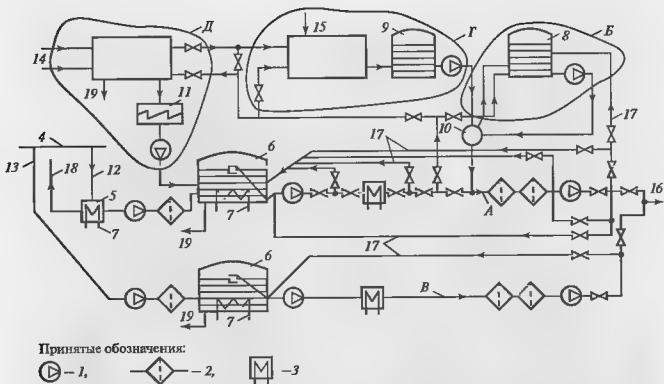


Рис. 5.9. Схема топливоподачи ГТУ-ТЭС на жидком топливе

1 — насос; 2 — фильтр; 3 — подогреватель; 4 — сливная эстакада; 5 — приемный резервуар, 6 — бак для хранения контролируемого топлива; 7 — подвод греющего рабочего тела, 8 — расходный бак; 9 — бак для хранения контролируемого топлива; 10 — узел переключения обработанного топлива, 11 — очистка замазученных вод, 12 — слив газотурбинного топлива; 13 — слив дизельного топлива; 14 — промывочная вода и дезэмульгатор; 15 — присадка, 16 — топливо к ГТУ, 17 — рециркуляционные трубопроводы; 18 — в систему подогрева при сливе, 19 — сбросы в мазут; А — основная схема (только на легком топливе); Б — расходный бак с насосом; В — линия пускового топлива, Г — схема ввода присадки (рис. 5.10) и контрольный бак, Д — схема промывки топлива (рис. 5.11)

Система топливного хозяйства, обеспечивающая работу ГТУ на природном газе, состоит из газораспределительного пункта и в отдельных случаях включает дожимную компрессорную станцию.

В схему подачи жидкого топлива (рис. 5.9) включают не менее двух емкостей для его хранения с учетом возможности питания ГТУ в течение суток из одной цистерны. В другой цистерне за это время происходят отстой и подготовка топлива при температуре 45—60 °С. Забор топлива из цистерн во избежание попадания воды и механических примесей отстоя осуществляется плавающим устройством. В обязательном порядке из топлива удаляют воду. Наличие в жидком топливе воды способствует его окислению. В воде могут содержаться соединения коррозионно-активных элементов (Na, K, Ca, Mg и др.). Кроме того, вода мешает эффективной фильтрации топлива в топливных фильтрах. Для снижения содержания в жидком топливе элементов, вызывающих коррозию деталей проточной части ГТУ, его предварительно обрабатывают специальными присадками (ингибиторами) (рис. 5.10). В качестве присадок используют магниевую соль жирных кислот или специальную комбинированную присадку (Mg + Cr). Подготовленные присадки смешиваются в смесителях 10 с топливом и направляются к топливным насосам второго подъема.

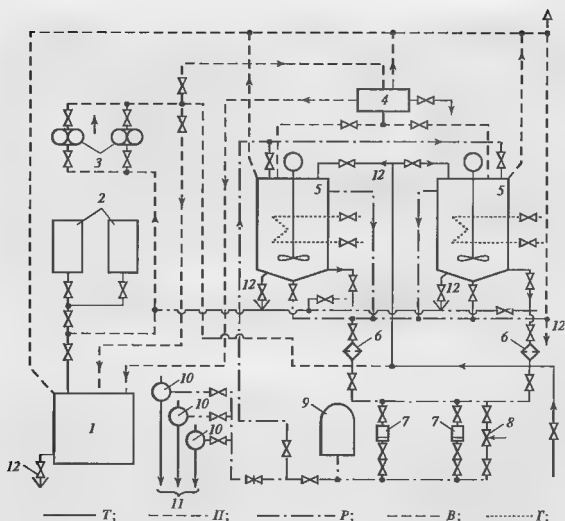


Рис. 5.10. Схема ввода присадок к газотурбинному топливу на установке ГТ-100

1 — приемный бак, 2 — баки с присадкой, 3 — насосы, 4 — бак для дозирования присадки, 5 — бак для приготовления присадки в топливо (с мешалкой); 6 — фильтр; 7 — насос-дозатор, 8 — регулирующий клапан; 9 — буферная емкость, 10 — смеситель, 11 — к насосам второго подъема, 12 — дренаж; Т — топливо, II — присадка, Р — раствор присадки в топливо, В — воздух; Г — горячая вода

Жидкое топливо тяжелых фракций подвергают двухступенчатой промывке (рис. 5.11). При этом удаляют коррозионно-активные элементы. Процесс промывки осуществляется в сепараторах первой 15 и второй 9 ступеней. Помимо этого жидкое топливо подогревают для лучшей транспортировки по трубопроводам и обеспечения высокого качества распыла в топливных форсунках (рис. 5.12).

В системе топливного хозяйства жидкого топлива используются топливные фильтры различной конструкции (рис. 5.13—5.15). В качестве фильтрующих элементов применяются металлические проволочные сетки (размер ячейки 0,5—2 мкм), искусственные ткани, термостойкая бумага, фибра, керамические материалы.

Природный газ целесообразно подавать на вход в газотурбинную электростанцию с постоянным и достаточно высоким давлением, которое на 0,3—0,5 МПа превышает максимальное давление воздуха в КС ГТУ. В качестве примера на рис. 5.16 приведена проектная схема подачи природного газа к ГТУ на ГРЭС-3 ОАО «Мосэнерго». В газе могут содержаться твердые

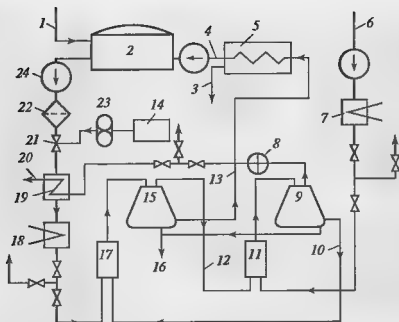


Рис. 5.11. Типовая схема двухступенчатой промывки тяжелого жидкого топлива для ГТУ

1 — непромытое топливо; 2 — резервуар для хранения необработанного топлива, 3 — очищенная вода; 4 — отделенное от воды топливо; 5 — очистка замасленных вод, 6 — свежая вода; 7 — подогреватель свежей воды, 8 — устройство для измерения массы воды в топливе; 9 — сепаратор второй ступени, 10 — вода, отсепарированная во второй ступени; 11 — смеситель второй ступени; 12 — вода, отсепарированная в первой ступени, 13 — топливоводяная смесь, 14 — бак с дезмульгатором, 15 — сепаратор первой ступени, 16 — сброс шлака, 17 — смеситель первой ступени; 18 — паровой (электро) топливоподогреватель, 19 — топливо-топливный подогреватель; 20 — промытое топливо; 21 — смеситель, 22 — грубый фильтр; 23 — насос-дозатор; 24 — насос

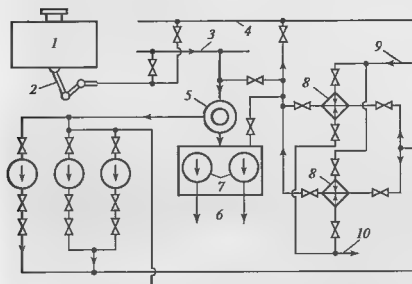


Рис. 5.12. Схема подогрева тяжелого жидкого топлива при сливе на ГТУ-ТЭС

1 — цистерна; 2 — устройство для поступления подогретого топлива и слива основного топлива, 3 — сливной трубопровод; 4 — трубопровод подогретого топлива; 5 — гидрозапор, 6 — приемный резервуар; 7 — насосы, 8 — подогреватель топлива, 9 — подвод пара; 10 — отвод конденсата

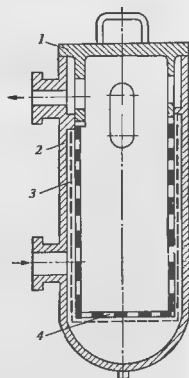


Рис. 5.13. Сетчатый топливный фильтр

1 — крышка; 2 — корпус; 3 — сетка; 4 — каркас

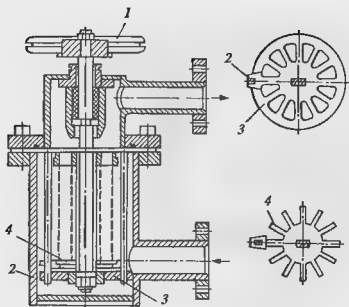


Рис. 5.14. Пластиновый топливный фильтр
1 — маховик; 2 — корпус; 3 — пластинчатая звездочка, 4 — крестовина

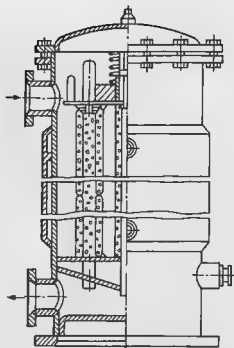


Рис. 5.15. Объемный топливный фильтр

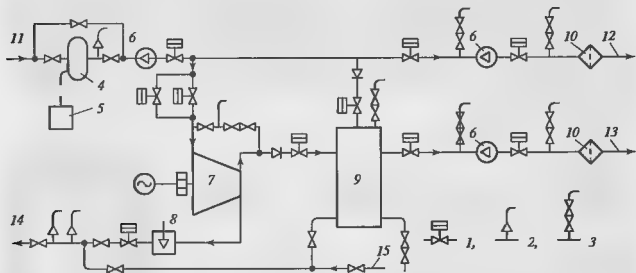


Рис. 5.16. Схема подачи природного газа к установке ГТУ типа ГТ-100 на ГРЭС-3 ОАО «Мосэнерго»

1 — клапан с пневмоприводом, 2 — предохранительный клапан, 3 — выпуск газа в атмосферу «на свечу», 4 — сепаратор, 5 — сборник конденсата, 6 — измерительная диафрагма, 7 — нагреватель природного газа с электроприводом, 8 — перепускной клапан, 9 — ресивер ($V = 200 \text{ м}^3$), 10 — фильтры; 11 — газ из газопровода (1,2 МПа); 12 — газ к системе распределения КС низкого давления; 13 — то же КС высокого давления; 14 — сброс в газопровод паросиловой части электростанции (0,7 МПа), 15 — воздух на продувку

частицы, вода, соединения серы, поэтому его подвергают очистке, а в ряде случаев и дополнительному подогреву.

В системе следует предусматривать продувку отдельных участков магистралей газа за фильтрами и перед КС через так называемые «свечи», оборудованные клапанами, которые выводят продуваемый воздух на наружную сторону главного здания электростанции. Перед запуском ГТУ и после ее останова все топливопроводы продуваются воздухом. На топливопроводе, подводящем природный газ к КС, необходимо предусматривать автоматические

запорные устройства, предохраняющие газ от попадания в него воздуха при аварийных остановах или падении давления в газопроводах. Такие меры безопасности связаны с токсичностью природного газа и взрывоопасностью смеси природного газа с воздухом (при объемной концентрации газа в смеси от 5 до 14 % и ее температуре около 300 °С).

В качестве примера дадим описание топливного хозяйства ГРЭС-3 ОАО «Мосэнерго». В него входят:

эстакада приемно-сливного устройства (ПСУ) с насосной верхнего и нижнего слива, приемным резервуаром с погружными насосами, подогревателями топлива, паропроводами на подогреватели слива топлива с паровыми спутниками трубопроводов газотурбинного топлива;

четыре металлических резервуара для хранения газотурбинного топлива вместимостью 10 000 м³ каждый и два металлических резервуара для хранения дизельного топлива вместимостью 1000 м³ каждый;

насосная ввода присадок с оборудованием для промывки газотурбинного топлива от солей калия и натрия и дозированной подачи присадок для связывания содержащегося в топливе ванадия;

насосная жидкого топлива (НЖТ) с насосами первого и второго подъемов и рециркуляции, с подогревателями топлива, фильтрами средней и тонкой очистки и системой трубопроводов, состоящей:

из топливопроводов для прокачки топлива внутри НЖТ, его подачи к ГТУ и возврата по линии рециркуляции;

дренажей топливопроводов высокого и низкого давлений, насосов первого и второго подъемов, подогревателей, фильтров средней и тонкой очистки со сбросом в дренажные приемки;

трубопроводов технической воды, предназначенных для подачи на охлаждение подшипников насосов первого и второго подъемов и торцевых уплотнителей;

трубопроводов пара для подачи его на подогреватели газотурбинного топлива, коллектор паровых спутников, схему паровой продувки оборудования;

трубопроводов конденсата пара.

На рис. 5.17 показана схема насосной слива топлива.

Прибывающие на территорию топливно-транспортного цеха (ТТЦ) ГРЭС-3 цистерны с топливом поступают на железнодорожную эстакаду с приемно-сливным устройством. Для предотвращения попадания пыли и атмосферных осадков топливо из цистерн сливают закрытым способом с помощью установок нижнего слива. Разогрев (при необходимости), слив в приемные резервуары, пропарка и зачистка цистерн осуществляются персоналом ТТЦ. Качество топлива определяется персоналом химической лаборатории.

В процессе слива газотурбинное топливо поступает самотеком в приемный резервуар, откуда погружными насосами перекачивается в резервуар хранения. Дизельное топливо поступает самотеком во всасывающий коллектор насосной слива топлива и перекачивается в резервуар хранения.

Резервуары вместимостью 10 000 и 1000 м³ предназначены для хранения запаса топлива и подготовки к сжиганию, заключающейся в его подогреве и отстое для отделения примесей. Резервуары снабжены оборудованием (уровнемеры, термометры, пробоотборники, люки, лазы), обеспечивающим их обслуживание и технологический контроль правильной и безопасной эксплуатации.

В зависимости от назначения топливные резервуары подразделяются на расходные, резервные (горячего топлива) и для длительного хранения. Тем-

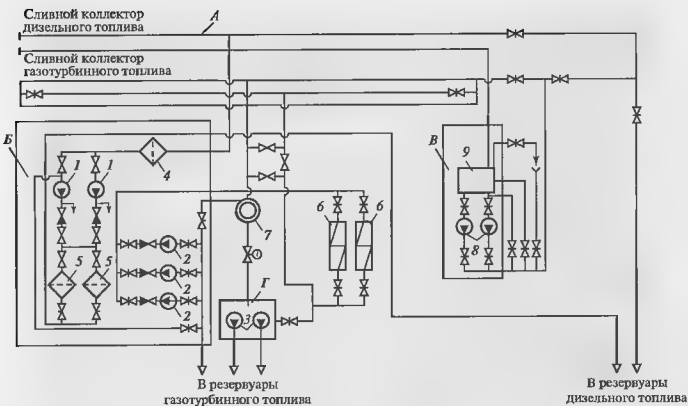


Рис. 5.17. Схема насосной слива топлива на ГРЭС-3 ОАО «Мосэнерго»

А — приемно-сливное устройство с эстакадой; *Б* — насосная нижнего слива, *В* — насосная верхнего слива, *Г* — приемный резервуар газотурбинного топлива, *1* — перекачивающие насосы дизельного топлива; *2* — перекачивающие насосы газотурбинного топлива, *3* — погружные насосы перекачки газотурбинного топлива из приемного резервуара, *4, 5* — фильтры грубой очистки; *6* — подогреватели, *7, 9* — грязеотстойники, *8* — перекачивающие насосы насосной верхнего слива

пература топлива в резервуарах в зависимости от их назначения на данный период эксплуатации должна поддерживаться постоянной и составлять:

50—55 °C в расходном резервуаре;

35—40 °C в резервном резервуаре;

10—20 °C в резервуарах для длительного хранения.

Указанные уровни температуры определяются условиями экономичной работы топливного хозяйства.

Подготовка резервного резервуара к работе осуществляется заблаговременно с учетом времени разогрева в нем топлива, отстоя и удаления загрязнений.

Дизельное топливо подогревается циркуляционным способом — путем теплообмена с работающим насосом. Подогрев газотурбинного топлива осуществляется в паровых подогревателях.

Существуют технологии для промывки топлива от солей натрия и калия для уменьшения коррозии лопаточного аппарата турбины. Промывка выполняется в несколько ступеней с добавлением в топливо воды и дезмульгатора. Подогретая вода растворяет натрий и калий, и затем раствор выводится из топлива в сепараторах. В топливном хозяйстве ГРЭС-3 апробирована технология взода присадок в топливо для связывания содержащегося в нем ванадия и уменьшения ванадиевой коррозии лопаток турбины. Этот метод дает эффект при содержании ванадия в топливе только более 40 мг/кг и поэтому не получил широкого применения.

Насосная жидкого топлива (рис. 5.18) структурно разделена на схему подачи газотурбинного топлива и схему подачи дизельного топлива.

Рис. 5.18. Схема насосной жидкого топлива на ГРЭС-3 ОАО «Мосэнерго»

1 — насосы первого подъема газотурбинного топлива; 2 — насосы второго подъема газотурбинного топлива; 3 — насосы первого подъема дизельного топлива; 4 — насосы второго подъема дизельного топлива; 5 — насос рециркуляции дизельного топлива; 6 — насосы рециркуляции газотурбинного топлива; 7 — дренажные насосы; 8, 10 — фильтры средней очистки типа ФП-50-0,2; 9 — фильтры тонкой очистки типа ФП-50-0,2; 11 — фильтры тонкой очистки типа Ф-120; 12 — подогреватели газотурбинного топлива; 13 — дренажные приямки

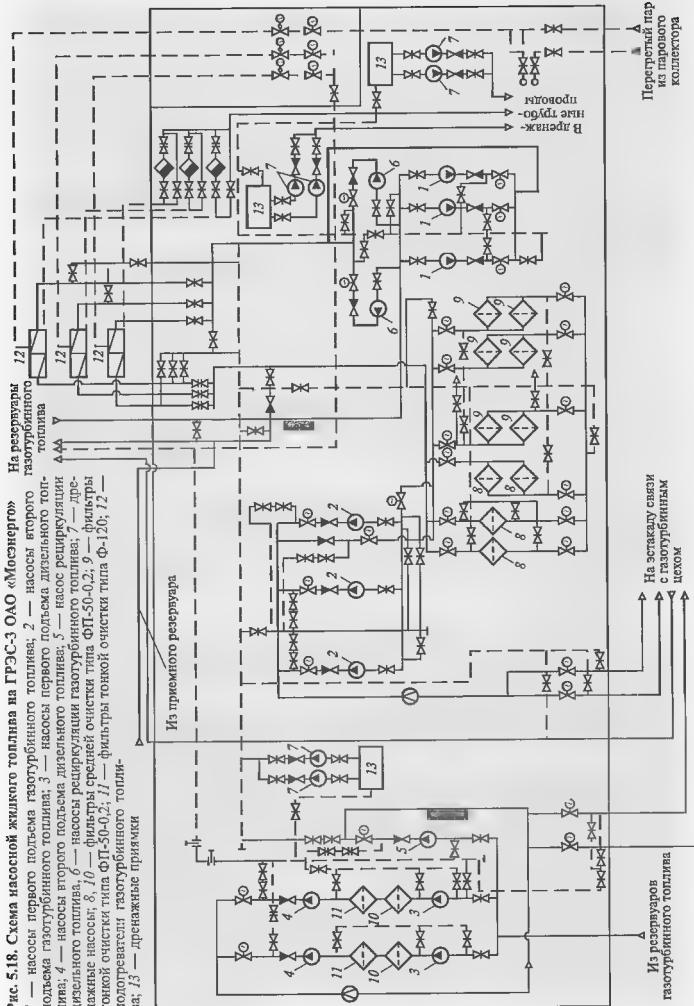


Схема подачи газотурбинного топлива выполнена с поперечными связями, т.е. любой насос первого подъема может подать топливо на любой подогреватель топлива, группу фильтров, насос второго подъема. Схема подачи дизельного топлива выполнена блочной, т.е. каждый насос первого подъема может подать топливо только на свою группу фильтров и насос второго подъема, установленный за ней. Это связано с тем, что дизельное топливо применяется только при пуске ГТУ и его расходы значительно меньше расходов газотурбинного топлива, используемого для работы ГТУ под нагрузкой.

Оборудование топливной насосной предназначено для надежной и своевременной подачи к ГТУ топлива нормативной вязкости, отфильтрованного от примесей, в количестве, соответствующем нагрузке ГТУ, и при давлении, необходимом для нормальной работы горелок.

Топливо считается подготовленным к подаче и может быть подано к ГТУ, если из него удалена вода и соблюдены следующие условия:

температура газотурбинного топлива 65—70 °С, дизельного топлива — без подогрева;

давление газотурбинного и дизельного топлива $(8,0 \pm 0,2)$ МПа;

тонкость фильтрации частиц размером не более 20 мкм.

Насосная жидкого топлива включает в себя следующее оборудование:

1. Центробежные насосы первого подъема газотурбинного топлива типа НК-210/200, горизонтальные, одноступенчатые. Два из трех установленных насосов первого подъема газотурбинного топлива — резервные.

Технические данные насосов: производительность 210 м³/ч; напор 2 МПа; мощность 200 кВт.

2. Центробежные насосы второго подъема газотурбинного топлива типа НПС-200-700, горизонтальные, восьмиступенчатые. Два из трех установленных насосов — резервные.

Технические данные насосов: производительность 210 м³/ч; напор 2 МПа; мощность 500 кВт.

3. Фильтры средней очистки типа ФП-50-0,2.

Технические данные фильтров: пропускная способность 50 м³/ч; тонкость фильтрации частиц размером 40—70 мкм (средняя фильтрация); 15—20 мкм (тонкая фильтрация); давление рабочее (максимально) 2,5 МПа; площадь фильтровальной поверхности 3,5 м².

Фильтры типа ФП-50-0,2 в зависимости от вида фильтровального элемента могут обеспечивать среднюю и тонкую степень фильтрации. Фильтры самоочищающиеся, одна из пяти секций всегда находится под противотоком, и периодически поочередно секции переключаются на противоток. При этом отфильтрованный осадок отбирается. В схеме подачи газотурбинного топлива на всасе насосов второго подъема установлено четыре фильтра средней очистки и шесть фильтров тонкой очистки. В схеме подачи дизельного топлива на напоре насосов первого подъема установлено по одному фильтру средней очистки.

4. Центробежные насосы первого подъема дизельного топлива типа 5Н-5×4, горизонтальные, четырехступенчатые. Один из двух установленных насосов дизельного топлива — резервный.

Технические данные насосов: производительность 90 м³/ч; напор 3,4 МПа; мощность 160 кВт.

5. Центробежные насосы второго подъема дизельного топлива типа НПС-120/65-750, горизонтальные, восьмиступенчатые. Один из двух установленных насосов дизельного топлива — резервный.

Технические данные насосов: производительность $88 \text{ м}^3/\text{ч}$; напор 7,8 МПа; мощность 400 кВт.

6. Фильтры тонкой очистки типа Ф-120 имеют следующие технические данные: пропускную способность $120 \text{ м}^3/\text{ч}$; тонкость фильтрации частиц размером 15—20 мкм; максимальное рабочее давление 10,0 МПа.

Подача газотурбинного топлива на сжигание в ГТУ осуществляется из расходного резервуара. По трубопроводу $D_y 200$ топливо самотеком поступает на всас рабочего насоса первого подъема, прокачивается им через рабочий подогреватель топлива, где подогревается до требуемой температуры, и далее через группу фильтров средней и тонкой очистки (типа ФП-50) подается на всас насосов второго подъема, которые подают газотурбинное топливо в топливные коллекторы ГТУ.

Подача дизельного топлива на сжигание в ГТУ осуществляется из расходного резервуара № 3 (4). По трубопроводу $D_y 200$ топливо самотеком поступает на всас рабочего насоса первого подъема блока дизельного топлива, с помощью которого дизельное топливо подается последовательно на фильтр средней (ФП-50) и тонкой (Ф-120) очистки, а затем на всас насоса второго подъема, который в свою очередь, подает дизельное топливо в топливные коллекторы ГТУ.

Топливо из НЖТ по трубопроводам $D_y 150$, проложенным по эстакаде, поступает в газотурбинный цех.

Перед подачей в КС топливо проходит через фильтр тонкой очистки типа Ф-120. Для предотвращения повышения давления в топливопроводе перед блоками топливных клапанов ГТУ установлены регуляторы давления. При сбросе нагрузки ГТУ они перепускают излишки топлива в линию рециркуляции.

Неиспользованное дизельное и газотурбинное топливо по двум отдельным трубопроводам рециркуляции $D_y 100$ возвращается на НЖТ. Циркуляция топлива при неработающих ГТУ осуществляется соответствующими насосами рециркуляции газотурбинного и дизельного топлива.

Топливо поступает к КС через топливные клапаны: стопорный и регулирующий. Стопорный клапан имеет два положения — открыт и закрыт, регулирующий клапан регулирует количество топлива, поступающего в топливный коллектор ГТУ.

Для проверки характеристик форсунок жидкого топлива, устанавливаемых в секции КС (по одной на каждую секцию), в газотурбинном цехе есть два форсуночных стенда. Форсунки имеют твердосплавные распылители, которые распыливают топливо до мелких капель. Распылители спекаются из порошка твердосплавных материалов и отличаются один от другого геометрией каналов и соответственно производительностью. Пламенные трубы и завихрители (регистры) КС также имеют разные проходные сечения (разброс до 5 %), поэтому на выходе из секций КС температура газов может быть различной. Для выравнивания температур газового потока перед турбиной, формирования окружающего (и радиального) полей температур перед турбиной форсунки подбирают по производительности, индивидуально подгоняя их к секциям КС. Температурные поля проверяют при работе ГТУ под нагрузкой по показаниям термоэлементов.

трического термометра за турбиной с учетом поворота газового потока в лопаточном аппарате турбины. Кроме того, имеются «зимний» и «летний» комплекты распылителей, устанавливаемых в зависимости от сезона: зимой форсунки с большим, летом — с меньшим расходом.

Форсунки проверяют на плотность (пакет распылителей состоит из двух-трех деталей), производительность, контролируют угол распыливания, поле орошения, тонкость распыливания (размер капель).

Для начального воспламенения топлива в камерах сгорания ГТУ, работающих на жидком топливе, используется запальный газ из баллонов с пропан-бутаном. На рис. 5.19 показана схема обеспечения запальным газом камер сгорания высокого (КСВД) и низкого (КСНД) давлений. Баллоны с пропан-бутановой смесью поступают на электростанцию и хранятся в специальном помещении (газобаллонная установка — ГБУ). Газ через редукторы подается в общий коллектор, из которого по системе трубопроводов с запорной арматурой поступает к зажигателям в КС. При охлаждении на стенках трубопроводов может конденсироваться влага, поэтому газ поступает через отстойник, расположенный в нижней точке системы. Из него влага периодически сливается открытием ручного вентиля (при неработающей ГТУ). На КСВД газ с воздухом к запальникам могут поступать отдельно или после предварительного смешения, а на КСНД в запальник подается уже готовая горючая смесь. Это связано с тем, что при пуске ГТУ сначала зажигаются

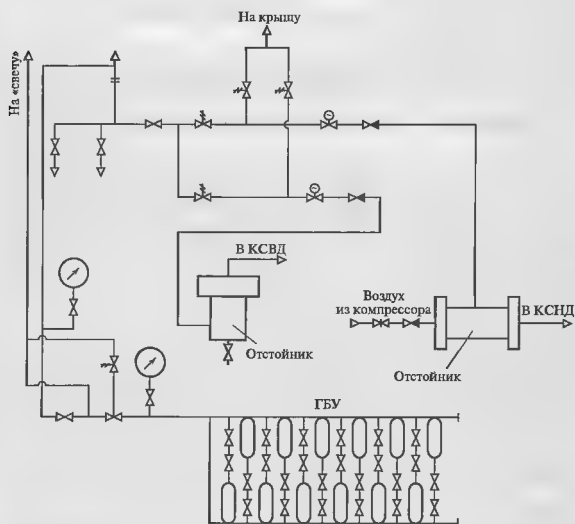


Рис. 5.19. Схема подвода запального газа к КС ГТУ типа ГТ-100

КСВД, а потом — КСНД. Последние расположены по ходу газа, и воздух в КСНД поступает забалластированным продуктами сгорания КСВД с меньшим содержанием кислорода, поэтому для зажигания применяется воздух от технологического компрессора. На ГТУ типа ГТЭ-150 для зажигания топлива в КС также используется предварительно подготовленная горючая смесь пропан-бутана с воздухом от технологического компрессора.

Газовые турбины на ГТУ-ТЭЦ в г. Электросталь (в настоящее время одна газовая турбина типа GT-35) работают на природном газе. Снабжение ГТУ-ТЭЦ природным газом осуществляется по трубопроводу с условным проходом D_y 300 мм от газораспределительной станции давлением 1,2 МПа. Газ поступает на газораспределительный пункт (ГРП) (рис. 5.20), затем из ГРП по трубопроводу D_y 500 подается в котельное отделение и по трубопроводу D_y 300

в дожимную компрессорную (рис. 5.21). Из дожимной компрессорной трубопроводом D_y 150 топливный газ поступает к КС ГТУ. Газораспределительный пункт рассчитан на работу с максимальным расходом 45 000 м³/ч при рабочем давлении 1,2 МПа.

На входе в ГРП установлены два фильтра (основной и резервный), в которых газ очищается от механических примесей. Параллельно фильтрам устанавливается байпас. После фильтров газ разделяется на два потока и через

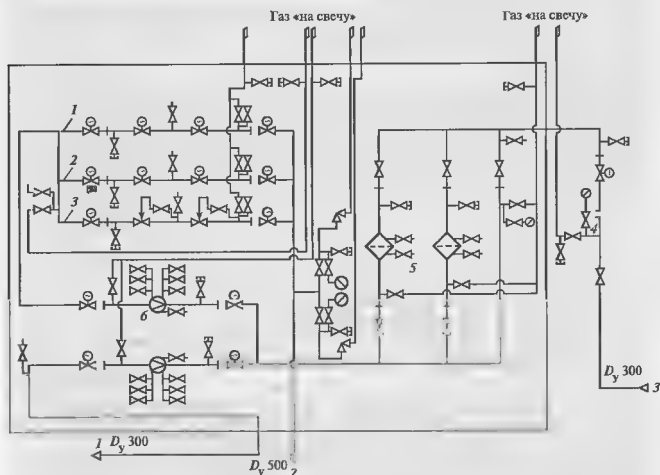
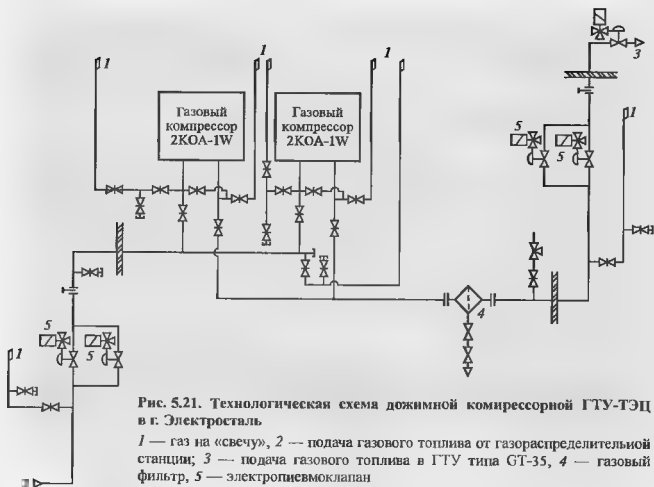


Рис. 5.20. Технологическая схема газораспределительного пункта ГТУ-ТЭЦ в г. Электросталь

1 — подача природного газа в дожимную компрессорную; 2 — подача природного газа в котельное отделение, 3 — подача природного газа от газораспределительной станции (ГРС), 4 — изолирующий фланец, 5 — газовые фильтры, 6 — расходомерные диафрагмы



расходомерные диафрагмы подается: в линии редуцирования (понижения давления) и далее в котельное отделение; в дожимную компрессорную. Редуцирование газа осуществляется в две ступени, и на выходе газ имеет давление 0,1 МПа. Предусмотрены три линии редуцирования (см. рис. 5.20): малых расходов 3 с расходом до 5000 м³/ч и две линии редуцирования 1 и 2 (основная и резервная) с расходом 20 000 м³/ч. Линия малых расходов предназначена для заполнения системы или для работы с малым расходом. На выходном коллекторе из линии редуцирования установлены два предохранительно-сбросных клапана (ПСК), которые открываются и сбрасывают давление газа при превышении расчетного давления на 15 %.

Газ в дожимную компрессорную (см. рис. 5.21) поступает через электропневмоклапан и далее подается на вход дожимных компрессоров марки 2КОА-1W, где сжимается до давления 1,9 МПа. В дожимной компрессорной находятся два дожимных компрессора: основной и резервный. Максимальный расход газа в линии составляет 25 000 м³/ч. В газопроводе после компрессора установлен фильтр для очистки газа и улавливания масла из топливного газа. На выходе из дожимной компрессорной также стоит электропневмоклапан. Параллельно основному электропневмоклапану на входе и на выходе линии байпаса установлен такой же клапан D_y 20, предназначенный для заполнения системы при пуске газа. Электропневмоклапаны — высоконадежные устройства, они открываются только при наличии на исполнительных механизмах сжатого воздуха и электропитания.

Давление природного газа в черте населенного пункта не должно превышать 1,2 МПа (требование правил безопасности). Для использования природного газа в качестве топлива его нужно сжать до давления, превышающего давление в цикле ГТУ на 0,3–0,5 МПа, т.е. до значения не менее 1,9 МПа. Для этих целей предназначены дожимные газовые компрессоры. В комплекте с ГТУ типа GT-35 поставлены и установлены на ГТУ-ТЭЦ два дожимных компрессора марки 2KOA-1W производства фирмы DRESSER RAND (США): основной и резервный. Эти компрессоры поршневого типа двустороннего действия (два цилиндра), производительностью 1,25 кг/с, частотой вращения 990 об/мин. Они поставляются блочно в звукозащитном контейнере и имеют дистанционное автоматическое управление.

На всех участках газопроводов, ограниченных запорной арматурой, для заполнения их газом и вытеснения газа воздухом или инертным газом имеются продувочные свечи и узлы подключения.

Компрессор работает следующим образом. Природный газ поступает в газовый очиститель (скруббер), где производится очистка газа от механических примесей и жидкости. Далее он поступает параллельно в два впускных буферных резервуара, предназначенных для сглаживания пульсации давления газа. Из них газ подводится к цилиндрам (два резервуара емкости, два цилиндра), сжимается и поступает в выпускные буферные резервуары. После газовых компрессоров установлен газовый фильтр для очистки газа и улавливания масла из газового топлива. Далее газ поступает к КС ГТ (перед ней имеется фильтр для удаления из газа конденсата). На компрессоре предусмотрена байпасная линия, по которой избыток газа сбрасывается на вход газового фильтра. Линия может работать через охладитель газа или, минуя его, в зависимости от температуры газа. Расход газа регулируется автоматически изменением частоты вращения от 500 до 1000 об/мин и перепуском газа через байпасную линию. Контейнер оборудован датчиками наличия в контейнере перекачиваемого газа и дыма (огня). Оборудование устанавливается в помещении дожимной компрессорной станции, имеет блочную поставку и готово к подключению и работе. В дожимной компрессор заливается масло SAE W40 Mobil-Pegasus.

5.3.2. Техническое водоснабжение

Система технического водоснабжения на газотурбинных электростанциях обеспечивает подачу охлаждающей воды в воздухоохладители ГТУ, газоохладители электрогенераторов, а также охладители масляной системы и системы регулирования.

Обычно система технического водоснабжения выполняется по оборотной схеме и включает в себя центробежные насосы с электроприводом, градирни для отвода теплоты в окружающую среду. Более высокая температура охлаждающей воды, поступающей от ГТУ, позволяет использовать вентиляторные градирни или сухие градирни, в которых можно ограничить потребление добавочной воды из естественных источников.

Потребление охлаждающей воды на современных ГТУ-ТЭС приблизительно равно 5–6 (кг/с)/кВт установленной мощности, а потери теплоты с охлаждающей водой — 0,2–0,25 кВт/кВт.

5.3.3. Противопожарная система

Противопожарная система газотурбинных электростанций служит для обнаружения пожара и взрывоопасного состояния в помещениях ГТУ и для тушения пожаров. Датчики определяют концентрацию в воздухе газов, дыма и сопоставляют эти данные с допустимыми. Они реагируют и на максимальную температуру отдельных деталей ГТУ. На рис. 5.22 приведены схема системы сигнализации и пример датчика дифференциального типа.

Сигнал о возникновении пожара подается к блоку электромагнитных клапанов, позволяющих подвести огнегасящее вещество к элементам ГТУ (рис. 5.23).

Рис. 5.22. Схема противопожарной сигнализации

$B1-B3$ — выключатели, D — датчик сигнализации; $K1-K3$ — реле; C — сирена; L — лампа сигнализации; $R1-R3$ — сопротивления; 1 — датчик сигнализации дифференциального типа; 2 — горячий спай

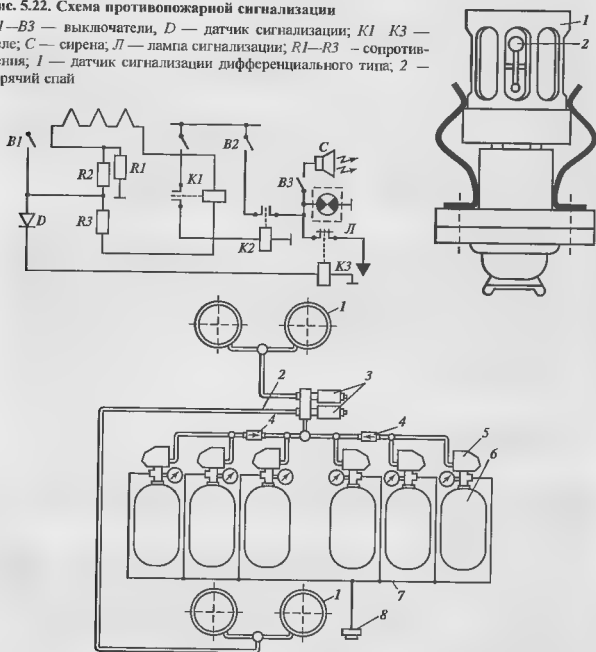


Рис. 5.23. Схема системы тушения пожара

1 — коллектор, $2, 7$ — трубопроводы; 3 — блок электромагнитных клапанов; 4 — обратный затвор; 5 — головка-затвор; 6 — баллоны, 8 — сигнальное очко

5.4. ПУСК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

Пуск энергетической ГТУ — один из важных режимов ее эксплуатации, и его следует осуществлять в строгом соответствии с инструкцией завода-изготовителя, соблюдая правила технической эксплуатации и безопасности.

Прежде чем приступить к пуску ГТУ, необходимо проверить исправность основного и вспомогательного оборудования, технологических защит, системы регулирования. Подлежит проверке качество масла в масляной системе и подаваемого топлива. Операции по пуску ГТУ обычно полностью автоматизированы и ведутся под наблюдением эксплуатационного персонала.

Режим пуска представляет собой вывод ГТУ на минимальный режим устойчивой работы. Для его осуществления необходим внешний источник энергии. Это объясняется тем, что до начала вращения ротора ГТУ невозможно зажечь топливо в КС. При малых частотах вращения ГТ создаваемый ею крутящий момент меньше момента, необходимого для вращения компрессора. При определенной частоте вращения моменты вращения компрессора и ГТ выравниваются, и только после этого можно отключить пусковое устройство (стартер). В качестве стартера можно использовать электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания, сжатый воздух из специального резервуара, перевод электрогенератора ГТУ в режим двигателя с помощью тиристорного пускового устройства (ТПУ) и др. Последний способ все чаще применяется на современных крупных энергетических ГТУ.

Мощность пускового устройства расходуется на покрытие разности моментов вращения турбины и компрессора, а также на разгон ротора ГТУ. В течение всего периода пуска его мощность должна значительно превосходить недостающую мощность на валу ГТУ, чтобы уменьшить время запуска.

Пуск и останов ГТУ характеризуются рядом особенностей, которые необходимо учитывать при их проведении, а именно:

возникают очень высокие термические напряжения в лопаточном аппарате проточной части, в корпусных деталях, в роторе;

имеют место большие деформации и коробления всех элементов ГТУ и особенно КС;

линия совместных режимов работы турбины и компрессора (0—а b c—d—e, рис. 5.24) проходит вблизи линии помпажа (это особенно характерно для режима пуска);

при пуске и останове ротор, как правило, проходит первую критическую частоту, из-за чего возрастает вибрация самого ротора и подшипниковых опор. К этому следует добавить, что хотя

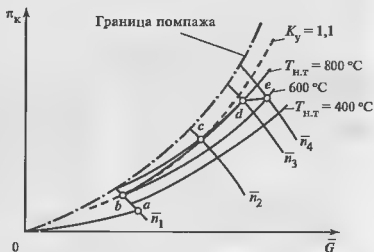


Рис. 5.24. Рабочая характеристика компрессора на пусковых режимах ГТУ

$T_{н.г}$ — начальная температура газа, °C, K_y — коэффициент запаса устойчивости, $\bar{n}$ — приведенная частота вращения компрессора (изодрома), $\bar{G}$ — приведенный расход воздуха через компрессор, π_k — степень повышения давления в компрессоре

ротор и прокручивается валоповоротным устройством перед пуском и после останова с небольшой частотой вращения (как правило, 5—10 об/мин), все же у ротора имеется прогиб, особенно у длинных и тяжелых роторов. Вследствие этого также возрастает вибрация, которая увеличивается до тех пор, пока ось вала не примет «свою» линию;

в подшипниках имеет место неустановившийся режим работы с полусухим трением. Часто для облегчения работы подшипников в пусковых режимах на них устанавливается гидropодъем. Это особенно важно для тяжелых роторов;

для режима останова неблагоприятные последствия связаны с неуправляемостью процесса на завершающем этапе. Например, при останове турбин типа ГТ-100, ГТЭ-150 топливо отключается при частоте вращения чуть ниже частоты холостого хода. При этом на лопаточном аппарате скачок температуры составляет 300—400 °С.

Пусковые операции современных ГТУ проводятся только автоматически, и скорость пуска и нагружения определяется, главным образом, увеличением температуры газов и ограничением термических напряжений.

Режим пуска ГТУ наиболее трудно поддается расчетному анализу. Основные этапы запуска протекают при параметрах, весьма отличающихся от расчетных. Основные задачи запуска ГТУ связаны с организацией процесса, при котором надежно обеспечиваются:

работа компрессора в допомпажной области при минимальной мощности пускового устройства;

кратчайший выход на минимальный стационарный устойчивый рабочий режим;

отсутствие в процессе пуска существенных термических перегрузок.

Эти условия должны соблюдаться и при возможном ухудшении характеристик ГТУ, а также при наиболее неблагоприятном изменении параметров наружного воздуха. Собственно пуск начинается с включения масляного насоса, обеспечивающего смазку подшипников, гидropодъем (при его наличии), а также подачу масла в системы регулирования.

Ниже рассмотрены процессы запуска энергетической ГТУ открытого цикла, выполненной по простой схеме (рис. 5.24), которые можно разделить на отдельные этапы. На рис. 5.25 приведено изменение основных параметров ГТУ:

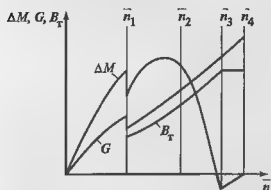


Рис. 5.25. Зависимость расхода воздуха G , недостаточного момента на валу ГТУ ΔM и расхода топлива B_T от удельной приведенной частоты вращения компрессора $\bar{n}$ при запуске ГТУ

расхода воздуха G через компрессор, расхода топлива B_T в КС, недостающего момента на валу ГТУ ΔM , который должен обеспечиваться работой пускового устройства, в зависимости от приведенной частоты вращения $\bar{n}$.

Этап I ($\bar{n} = 0 \rightarrow \bar{n}_1$) от точки 0 до точки a называют этапом *холодного разгона* (в КС не подается топливо). Увеличение частоты вращения ротора ГТУ n происходит благодаря работе пускового устройства. В точке a осуществляется зажигание топлива в пусковых горелках КС. Температура и давление рабочего тела начинают повышаться. Проис-

ходит прогрев ГТ (точка b). Система управления антипомпажными клапанами осуществляет их открытие, что позволяет обеспечить дальнейший разгон ротора ГТУ при соответствующем коэффициенте устойчивости $K_y = 1,06—1,1$. Мощность пускового устройства составляет 2—6 % мощности ГТУ.

В этих условиях при малой частоте вращения наблюдается значительное снижение КПД компрессора. В результате увеличение температуры рабочего тела свыше определенного предела приводит не к уменьшению, а к повышению недостающего момента ΔM . Происходит так называемое «зависание» ГТУ — увеличение подачи топлива не приводит к увеличению частоты вращения. При попадании в помпаж устранить его не удастся без останова ГТУ. Этап I заканчивается при $\bar{n}_1 \approx 20—25$ % частоты вращения холостого хода $\bar{n}_{xx}$.

Этап II ($\bar{n}_1 \rightarrow \bar{n}_2$) — стартерно-турбинный разгон с открытыми антипомпажными клапанами (точки $a—b—c$). Происходит увеличение подачи топлива в КС ГТУ и постепенное закрытие антипомпажных клапанов, что позволяет провести режим « $b—c$ » вдоль линии $K_y \approx 1,1 = \text{const}$. Начинается участие ГТ в разгоне ее ротора.

Этап III ($\bar{n}_2 \rightarrow \bar{n}_3$) — стартерно-турбинный разгон при закрытых антипомпажных клапанах (точки $c—d$). В конце этого этапа в точке d мощность ГТ превышает мощность, потребляемую компрессором, и является достаточной для самостоятельного разгона ротора.

Этап IV ($\bar{n}_3 \rightarrow \bar{n}_4 = \bar{n}_{xx}$) — этап горячего саморазгона до режима холостого хода (точки $d—e$). В точке d расход топлива больше необходимого по балансу, поэтому после отключения пускового устройства (при $\bar{n}_3 \approx 50—60$ % $\bar{n}_{xx}$) происходит дальнейшее повышение частоты вращения до значения $\bar{n}_4 = \bar{n}_{xx}$.

Характеристика пускового устройства (стартера) приведена на рис. 5.26, на нем видно значительное превышение мощности пускового устройства M_n над значением недостающего момента вращения ΔM . Избыточный момент $\Delta M'$ ускоряет разгон ротора ГТУ. Увеличение мощности пускового устройства уменьшает время пуска ГТУ, но при этом следует учитывать прогрев деталей установки.

Этап V — синхронизация энергетической ГТУ с энергосистемой. После перехода ГТУ к устойчивой работе на холостом ходу осуществляют синхронизацию ее электрогенератора с энергосистемой и приступают к нагружению. Расход топлива соответственно увеличивается.

При неудачном запуске ГТУ последующие попытки следует начинать после вентиляции газозоудного тракта, чтобы удалить оставшееся там топливо и избежать хлопков (взрывов). ГТУ нужно немедленно остановить при срабатывании соответствующих защит, при появлении стуков, скрежета и недопустимой вибрации.

При выборе продолжительности отдельных этапов пуска важно определить рациональный температурный режим. Холодный пуск ($0 \rightarrow \bar{n}_1$) проис-

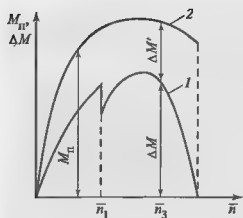
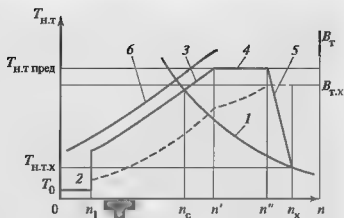


Рис. 5.26. Зависимость недостающего момента на валу ГТУ ΔM (1) и мощности пускового устройства $M_{\text{п}}$ (2) от удельной приведенной частоты вращения $\bar{n}$ турбокомпрессора

Рис. 5.27. Режим изменения температуры газа при пуске ГТУ

Линия: 1 — равновесных режимов, 2 — холодной раскрутки, 3 — разгона на границе помпажа при $K_y = 1,1$; 4 — разгона при предельной температуре газа; 5 — разгона при постоянном расходе топлива; 6 — изменения температуры по границе помпажа, — — — — — температура газа T_r , - - - - - расход топлива B_r .



ходит при практически постоянной температуре (рис. 5.27). Уровень изменения температуры газов при разгоне ротора по линии 3 следует выбирать с учетом коэффициента устойчивости $K_y \approx 1,1$. При частоте вращения n' температура газов достигает своего предельного значения.

В табл. 5.3 и 5.4 приведены данные по пусковым характеристикам отдельных типов энергетических ГТУ.

Запуск энергетической ГТУ определяется инструкциями фирмы-изготовителя. На рис. 5.28 приведен ряд типичных кривых режима автоматического запуска ГТУ типа V94.2 в стандартных условиях окружающей среды ISO ($T_{\text{нв}} = -15^\circ\text{C}$; $p_{\text{нв}} = 0,1013$ МПа; $d_{\text{нв}} = 60\%$). ГТУ входит в режим базовой нагрузки в течение 17 мин (в течение 9 мин в режиме быстрого нагружения) (рис. 5.29).

Если ГТУ не подключена к валоповоротному механизму, то между командой на запуск и началом пуска проходит 30 с, в течение этого времени

Таблица 5.3 Пусковые параметры ГТУ типа ГТЭ-115-1170 (АО «Турбоатом», г. Харьков)

Параметр	Частота вращения, об/мин				
	1200	1500	1800	2100	2400
Мощность, кВт:					
пускового устройства	2092	3745	5436	3493	~3791
газовой турбины	3002	7073	15340	33043	64065
потребляемая компрессором	4864	10508	20371	36037	59674
КПД газовой турбины $\eta_{\text{ГТ}}$, %	60	63	66	74	84,9
Температура выходных газов ГТУ, $^\circ\text{C}$	720	735	739	720	645
Давление выходных газов ГТУ, МПа	0,1014	0,1014	0,1015	0,1018	0,1022
Начальная температура газов перед ГТ $T_{\text{н.т}}$, $^\circ\text{C}$	773	823	873	923	923
Давление газов на входе в ГТ $p_{\text{кп}}$, МПа	0,1620	0,2094	0,2856	0,4037	0,5827

Таблица 5.4. Пусковые параметры зарубежных ГТУ

Величина	Фирма-изготовитель и тип ГТУ							
	General Electric		Westinghaus		ABB		Siemens	
	M9001	M7001	501A	1101	13Д	11В	V93.2	V94.2
Тип пускового устройства*	ДВС, ЭД	ДВС, ЭД	—	ЭД	ТПУ, ДВС, ЭД	ТПУ, ДВС, ЭД	ТПУ, ДВС, ЭД	ТПУ, ДВС, ЭД
Мощность пускового устройства, кВт	1300	700	900	1850	—	900	1350	2600
Продолжительность запуска и нагружения, мин	16	—	15	—	10—15		4	8

* ДВС — двигатель внутреннего сгорания, ЭД — электродвигатель, ТПУ — тиристорное пусковое устройство

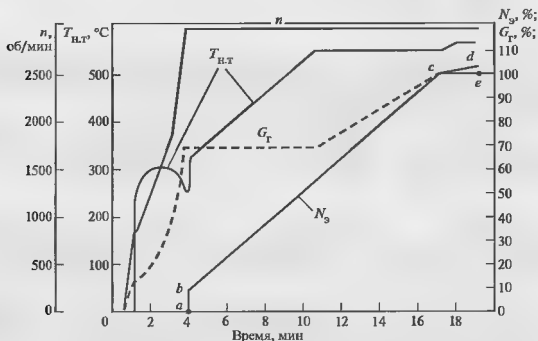


Рис. 5.28. Запуск и нагружение ГТУ типа V94.2 (фирмы «Интертурбо», г. С.-Петербург) при условиях окружающей среды по ISO (без учета потерь на входе и выходе)

a b c e — нормальное нагружение со скоростью $\dot{u} = 11$ МВт/мин, *c -d* — нагружение в режиме пиковой нагрузки со скоростью $\dot{u} = 4$ МВт/мин

вступает в работу система смазки, давление в которой доводится до номинального. Затем тиристорное пусковое устройство электрогенератора (преобразователь с регулируемой частотой) начинает разгон вала агрегата. В этих условиях ВНА компрессора с изменяющимся шагом находится в закрытом положении (режим минимального пропуска воздуха). При достижении частоты вращения 500 об/мин включается газозлектрическая система зажигания. При частоте вращения около 700 об/мин открывается стопорный клапан топливной системы и в ГТУ подается минимальное количество топлива (приблизительно 10 % номинального расхода). При достижении частоты вращения 1000 об/мин поток топлива начинает постепенно нарастать для ускорения разгона вала агрегата. При частоте 2100 об/мин отключается пуско-

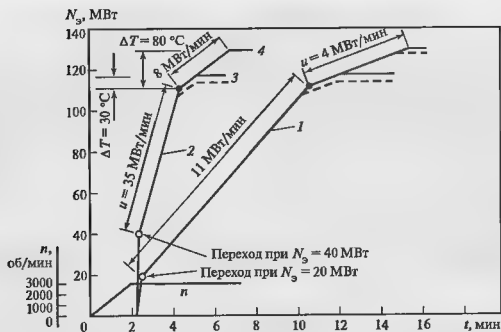


Рис. 5.29. Нормальный и быстрый запуски и повышение электрической нагрузки ГТУ типа V94.2 (фирмы «Интертурбо», г. С.-Петербург) при условиях окружающей среды по ISO (без учета потерь на входе и выходе). Синхронизация с помощью пускового тиристорного устройства мощностью 5,5 МВт

1 — нормальный запуск (эквивалентное время эксплуатации $t_{эв} = 10 + 0 = 10$ ч); 2 — быстрый запуск (эквивалентное время эксплуатации $t_{эв} = 10 + 30 = 40$ ч), ΔT — изменение температуры газов, измеренное у выходного патрубка ГТ; ——— — природный газ, — — — жидкое газотурбинное топливо; 3 — базовый режим работы; 4 — пиковый режим работы

вое устройство, и разгон агрегата до синхронной частоты (около 3000 об/мин) продолжается ГТ. Через 20 с обеспечивается возможность автоматической синхронизации с энергосистемой.

Нагружение ГТУ начинается с нагрузки 15 МВт. Затем вплоть до достижения базовой нагрузки нагружение происходит со скоростью 11 МВт/мин. Номинальная температура выходных газов достигается примерно при половинной нагрузке ГТУ. После этого ВНА компрессора с изменяющимся шагом переводится в открытое положение. Нагружение до пиковой нагрузки разрешается со скоростью 4 МВт/мин. При запуске агрегата из холодного, теплого или горячего состояния применяется одна и та же процедура.

После подачи команды на останов ГТУ снятие нагрузки осуществляется с указанными выше скоростями, т.е. со скоростью 4 МВт/мин до базисной нагрузки и со скоростью 11 МВт/мин до нулевой нагрузки.

Режим запуска ГТУ типа GT13E2 (фирмы ABB) обеспечивает полную номинальную нагрузку в течение 12 мин после холодного состояния (рис. 5.30). Аналогичный график приведен на рис. 5.31 для ГТУ типа GT26 (ABB).

В последнее время в качестве пускового двигателя, как правило, применяется электрогенератор ГТУ, работающий в режиме двигателя с частотным управлением с помощью тиристорного пускового устройства (ТПУ). На турбинах типов ГТЭ-150 (АО ЛМЗ) и ГТЭ-25У (Уральский турбомоторный завод)



Рис. 5.30. Режим запуска ГТУ типа GT-13E2 (фирмы АВВ)

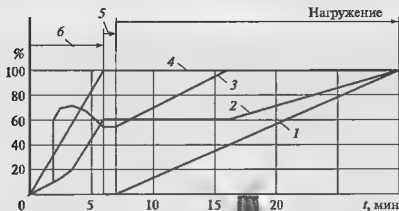


Рис. 5.31. Режим запуска ГТУ типа GT-26 (фирмы АВВ)

1 — электрическая нагрузка; 2 — расход выходных газов, 3 — температура выходных газов, 4 — частота вращения; 5 — синхронизация; 6 — рост частоты вращения

для пуска используется тиристорное устройство. Мощность ТПУ турбины типа ГТЭ-150 составляет около 11 МВт, типа ГТЭ-25У — 1,6 МВт (при пуске).

Пуск турбины типа ГТЭ-150 осуществляется следующим образом:

производится разгон ротора до частоты вращения 1000 об/мин, после чего осуществляется цикл зажигания. Скачок температур при этом составляет приблизительно 300 °С. Частота вращения увеличивается примерно до 1500 об/мин, антипомпажные клапаны открыты;

производится разгон ротора до частоты 2600 об/мин, антипомпажные клапаны закрываются. Степень сжатия воздуха в компрессоре увеличивается приблизительно с 7 до 8, а температура газов перед турбиной уменьшается приблизительно на 25 °С;

отключение ТПУ происходит на частоте холостого хода 3000 об/мин, что приводит к снижению частоты вращения на 20 об/мин. Генератор переводится из режима двигателя в режим генератора;

выполняется синхронизация частоты вращения генератора с частотой электрической сети, заключающаяся в совмещении фаз переменного тока генератора и сети;

далее после синхронизации проводится нагружение ГТУ со скоростью 10 МВт/мин.

Последовательность операций при останове турбины типа ГТЭ-150 следующая:

- разгружение ГТУ со скоростью 15 МВт/мин до нагрузки 6 МВт и отключение генератора от сети;

- выдержка ГТУ на режиме холостого хода в течение 2—5 мин для стабилизации температур в проточной части;

- снижение частоты вращения ротора турбокомпрессора до 2550 об/мин, при этом открываются антипомпажные клапаны;

- останов ГТУ путем отключения подачи топлива;

- после снижения частоты вращения до 100 об/мин включается валоповоротное устройство, которое прокручивает ротор с частотой вращения 3,5 об/мин.

Аналогично производится пуск турбины типа ГТЭ-25У: цикл зажигания осуществляется при частоте вращения генератора 800 об/мин, что соответствует частоте вращения турбины 1600 об/мин. После этого генератор (с ТПУ) работает в режиме стабилизации вращающегося электромагнитного момента 140 Н·м с увеличением частоты вращения ротора и активной мощности ТПУ до 1,6 МВт. В дальнейшем активная мощность и вращающий момент ТПУ уменьшаются до 14 Н·м и ТПУ отключается (при частоте вращения турбины 2400—2500 об/мин). Тиристорное пусковое устройство может длительно (до 120 мин) работать в режиме медленного вращения и расхолаживания ГТУ при частоте вращения генератора 400—500 об/мин, обеспечивая подхват на «выбеге» турбоагрегата. Тиристорное пусковое устройство обеспечивает разгон турбоагрегата как при работе валоповоротного устройства (4 об/мин по валу генератора), так и при трогании с места (без работы ВПУ). Для оптимизации рабочих параметров при пуске применено поворотное устройство из первых четырех направляющих аппаратов компрессора.

На ГТУ типа GT-35 (ГТУ-ТЭЦ в г. Электросталь) в качестве пускового устройства применяется система, состоящая из следующих элементов:

- резервуара сжатого воздуха вместимостью 3,7 м³ давлением 9,0 МПа;

- воздушного компрессора, подающего воздух в резервуар;

- пускового устройства, состоящего из передвижного патрубка с механизмом переключения и с эжекторами, через которые передается воздух на вход компрессора низкого давления;

- редукционного клапана, понижающего давление воздуха, который подводится к эжекторам;

- соединительных трубопроводов и арматуры.

Пуск выполняется в следующей последовательности:

- передвижной патрубок перекрывает входной воздушный тракт;

- воздух из резервуара подается через редукционный клапан к эжекторам и через сопла вводится в резервуар перед входом компрессора, где создается избыточное давление 0,05—0,08 МПа;

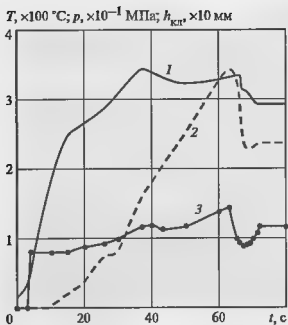


Рис. 5.32. Изменение пусковых параметров ГТУ типа GT-35 (ABB—Alstom)

1 — температура газов T перед силовой турбиной ГТУ; 2 — давление рабочего тела p в КС ГТУ; 3 — степень открытия регулирующего топливного клапана $h_{\text{кл}}$ ГТУ

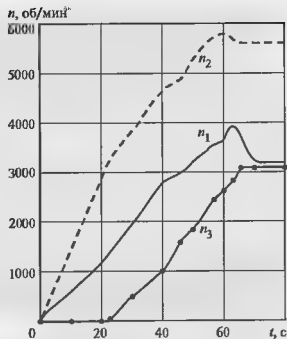


Рис. 5.33. Изменение частоты вращения роторов ГТУ типа GT-35 (ABB—Alstom)

n_1 — частота вращения соответственно ротора высокого и низкого давления, силовой турбины

воздух, проходя через лопаточный аппарат компрессоров низкого и высокого давления, разгоняет роторы до частоты вращения 500 об/мин. Через 3 с после того как давление воздуха перед компрессором достигнет 1,0 кПа, в КС подается и зажигается топливо;

роторы ГТУ разгоняются и начинают забор воздуха в большем объеме, чем поступает через эжекторы. Давление воздуха на входе в компрессор понижается, пневматический привод перемещает передвижной патрубок в обратном направлении и открывает доступ воздуха в компрессор через воздушный тракт. Цикл зажигания длится 30 с;

затем осуществляется дальнейший пуск турбины путем увеличения расхода топлива.

На рис. 5.32 и 5.33 представлены графики изменения параметров ГТУ типа GT-35 при пуске. Уже через 80 с после начала пуска ротор силовой турбины имеет частоту вращения 3000 об/мин и готов к проведению синхронизации.

Останов турбины осуществляется отключением топлива при минимально возможной нагрузке. При уменьшении частоты вращения ротора включается валоповоротное устройство, которое прокручивает ротор низкого давления с частотой 100—150 об/мин. Ротор высокого давления вращается потоком воздуха от ротора низкого давления. Валоповоротное устройство, приводимое в движение электродвигателем, входит в зацепление с ротором НД с помощью муфты с храповым механизмом. При определенной скорости центробежная сила высвобождает подпружиненные «собачки» от колеса храповика и двигатель валоповоротного устройства отключается.

5.5. ОСТАНОВ ГТУ

Плановый (штатный) останов ГТУ предусмотрен диспетчерским графиком покрытия нагрузки, планами технического обслуживания оборудования и соответствующих ремонтов установки.

При поступлении сигнала на плановый останов персонал в автоматическом или дистанционном режиме организует плавное уменьшение нагрузки ГТУ и затем отключает ее электрогенератор от сети. Затем включается пусковое устройство, обеспечивающее поддержание необходимой частоты вращения, прекращается подача топлива в КС, организуется интенсивная вентиляция газовоздушного тракта установки. Продуваются все топливные коллекторы, форсунки и горелки, чтобы не допустить образования взрывоопасной смеси. После продувки закрывают газовые шиберы со стороны всаса компрессора (жалюзи) и выхлопа ГТУ во избежание попадания влаги, пыли и недопущения естественной тяги, расхолаживающей проточную часть ГТУ. На рис. 5.34 приведены примеры различных конструкций газовых шиберов, используемых для этих целей.

Специальному контролю и регистрации подлежит *выбег ротора* ГТУ (время его полной остановки). Анализ его изменения позволяет выявить соответствующие неполадки механической системы ротора.

Валоворотным устройством (ВПУ) можно управлять процессом остывания ГТУ путем прикрытия шиберов на всасе и выхлопе и поворота ВНА. На этой стадии главная задача — равномерное остывание ротора и статора с целью избежать их различного расширения, т.е. согласовать скорости охла-

ждения. При тихоходном ВПУ и частоте вращения ротора 5—10 об/мин остывание медленное и неравномерное, особенно велика разность скорости охлаждения верха и низа корпусных деталей. При длительном прокручивании ротора ВПУ имеет место значительный износ подшипников. Выход из этого положения — применение гидродоюза ротора. Быстроходное ВПУ обеспечивает частоту вращения 150–300 об/мин (применительно к ГТУ типа GT-35 — 123 об/мин), что достаточно для равномерного охлаждения статора и удовлетворительной работы подшипников. При этом резко увеличивается мощность ВПУ. При малой частоте вращения ротора для уменьшения неравномерности остывания необходимо перекрывать газовоздушный тракт для предотвращения самотяги в дымовой трубе. Если ГТУ останавливается на короткий срок, то глубокого охлаждения агрегата не требуется.

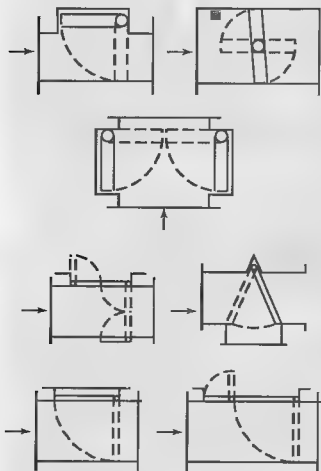


Рис. 5.34. Вариантаы газовых тиберов газо-ходов ГТУ и ГПУ

Аварийный останов ГТУ осуществляется автоматически при срабатывании аппаратов защиты или по решению эксплуатационного персонала: при достижении предельно допустимой частоты вращения ротора; превышении допустимого значения осевого сдвига ротора; снижении давления масла или увеличении его температуры выше нормы; увеличении выше нормы начальной температуры газов перед ГТ; погасании факела в КС ГТУ; снижении ниже нормы давления подаваемого в топливную систему топлива; срабатывании защитных устройств электрогенератора ГТУ; возникновении помпажа и др.

В условиях аварийного останова ГТУ чрезвычайно важны квалификация и подготовка эксплуатационного персонала, его умение ориентироваться в любой нештатной ситуации, действовать быстро и правильно в соответствии с инструкциями по эксплуатации.

5.6. ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ В ЭНЕРГОСИСТЕМЕ ОАО «МОСЭНЕРГО» И ИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

К важнейшим эксплуатационным показателям газотурбинных энергетических установок относятся надежность и экономичность. В зависимости от диспетчерского графика (режима) ГТУ может находиться: в работе; резерве; плановом останове на техническом обслуживании; ремонте; капитальном ремонте; простое после аварии.

С учетом данных о времени пребывания в каждом таком состоянии определяют комплексный показатель надежности, который в соответствии с ГОСТ 13377 выражается с помощью нескольких обобщающих коэффициентов:

коэффициента готовности

$$K_r = \frac{\tau_p}{\tau_p + \tau_{вп}}, \quad (5.1)$$

где τ_p — время работы ГТУ, ч; $\tau_{вп}$ — время вынужденных простоев ГТУ, ч; коэффициент технического использования

$$K_{т.и} = \frac{\tau_p}{\tau_p + \tau_{вп} + \tau_{п.п.р}}. \quad (5.2)$$

где $\tau_{п.п.р}$ — время планово-предупредительного ремонта.

Для оценки эксплуатационных показателей ГТУ также применяются: коэффициент вынужденных простоев

$$K_{вп} = \frac{\tau_{вп}}{\tau_p} = \frac{1}{K_r} - 1 \approx 1 - K_r; \quad (5.3)$$

коэффициент безотказности пусков

$$K_{бп} = \frac{z}{z + z'}, \quad (5.4)$$

где z — число успешных пусков, z' — число неудавшихся пусков.

Эти коэффициенты могут быть определены для ГТУ, выпущенных в достаточном количестве. Чем больше серия, тем более достоверны обобщающие коэффициенты. Они с высокой степенью надежности могут быть использованы при разработке диспетчерского графика.

Для оценки работы ГТУ, работающих в пиковом режиме, используется условный коэффициент готовности, представляющий собой отношение времени работы ГТУ к сумме времени ее работы и вынужденных простоев:

$$K''_r = \frac{\tau_p}{\tau_p + \tau_{вп}(\tau_p + \tau_{вп})/\tau_k}, \quad (5.5)$$

где $(\tau_p + \tau_{вп})/\tau_k$ — отношение времени, когда работа требовалась по условиям энергосистемы, к календарному времени отчетного периода τ_k .

Безотказность запуска особенно важна для ГТУ, работающих в пиковом режиме. Например, на установках типа ГТ-100 (со сложным циклом) средние коэффициенты безотказности пусков составляют 94–98 %. На ГТУ, работающих по простому циклу, надежность еще выше $K_{бп}$ — 98–99 %. В России для энергетических ГТУ в соответствии ГОСТ 29328-92 «Установки газотурбинные для привода турбогенераторов» установлены следующие коэффициенты: $K_r = 98$ %, $K_{ти} = 92$ %, $K_{бп} = 95$ %. Для ГТУ, работающих в пиковом режиме, $K_r = 0,97$. Средняя наработка на отказ должна составлять не менее 3500 ч при работе в базовом режиме и не менее 800 ч при работе в пиковом режиме.

Основное число отказов связано обычно с вводом в эксплуатацию или начальной стадией эксплуатации энергетических агрегатов: в это время выявляются недоработки конструктивного характера или неполадки в технологической схеме. После устранения недоработок надежность агрегатов заметно увеличивается. Причинами отказов в это время обычно являются экстремальные условия (например, пуск ГТУ под нагрузку вне диспетчерского графика) или недостатки конструкции, проявляющиеся с течением времени. Наконец, по мере выработки узлами и деталями агрегата ресурса происходит их выход из строя. Профилактические работы, замена изношенных и вышедших из строя деталей и узлов позволяют продлить «жизнь» энергетического агрегата. Значительно увеличивает надежность работы агрегатов переход к полностью автоматизированным системам управления работой ГТУ, когда участие оператора или машиниста в пуске или управлении агрегатом ограничивается визуальным контролем за рабочим процессом.

Опыт эксплуатации отечественных и зарубежных ГТУ свидетельствует о том, что надежность агрегатов зависит от следующих факторов (табл. 5.5):

совершенства конструкции и технологии изготовления узлов и деталей ГТУ на заводе-изготовителе;

компоновки оборудования, сложности цикла и тепловой схемы; условий эксплуатации и квалификации персонала.

Анализ характерных неисправностей и поломок на ГТУ позволяет сделать следующий вывод: поломки турбинных лопаток происходят из-за вибрации или неудовлетворительного охлаждения, термоусталостных трещин

Таблица 5.5 Эксплуатационные параметры энергетических ГТУ в системе ОАО «Мосэнерго»

Параметр ГТУ	Тип ГТУ				
	ГТ-100	ГТЭ-150 ($T_{н.г} = 950^\circ\text{C}$)	ГТЭ-150 ($T_{н.г} = 1100^\circ\text{C}$)	ГТ-35	ГТЭ-25У (проект)
Средняя наработка на отказ, ч/пуски, не менее	—	—	800**/100**	—	3500
Коэффициент технического использования $K_{т.и}$, не менее	0,92	0,92	0,92	—	0,92
Коэффициент безотказности пусков $K_{б.п}$, не менее	0,95	0,95	0,95	—	0,95
Коэффициент готовности K_g , не менее	0,98 0,97**	0,98 0,97**	0,98 0,97**	—	0,98
Ресурс до списания*, ч/пуски, не менее	100 000/320	100 000/320	—/3000	130 000	100 000
Средний ресурс между капитальными ремонтами, ч/пуски, не менее	25000/80 4000**/1000**	25000/80 4000**/1000**	10 000/—	40 000/200	25 000
Расчетная трудоемкость капитального ремонта, нормочас	—	—	—	264	2500

* Для ГТУ типов ГТ-100 и ГТЭ-150 число пусков в пиковом режиме — не менее 5000

** Работа в пиковом режиме.

и эрозии, попадания посторонних предметов в проточную часть турбины и др. Причинами поломок компрессорных лопаток чаще всего являются помпаж, их коррозия или вибрация. Весьма характерны для проточной части компрессоров засорение их материалом блоков шумоглушения, пылью, попадающей с всасываемым воздухом, и оседание масла, засасываемого из подшипников. После таких аварий обычно приходится вскрывать весь агрегат и разбирать большое количество вертикальных и горизонтальных разъемов. Стоимость замены лопаток составляет весьма большую долю стоимости ремонта (стоимость всего лопаточного аппарата — это 40—45 % стоимости турбины). При этом приходится выполнять побочные работы: дефектоскопию металла всей проточной части, слесарно-сборочные работы (в большом объеме), балансировку ротора после замены лопаток в заводских условиях или на месте. К этому следует добавить, что время вынужденного простоя зачастую может достигать полугода и более.

При деформации и образовании трещин в пламенных трубах и горелочных устройствах КС и в других деталях горячего тракта продолжительность и стоимость ремонта также могут быть весьма значительными, так как зачастую куски этих элементов попадают в проточную часть ГТ, повреждая ее лопатки.

Деформация корпусов, повреждение опорных и упорных подшипников влекут за собой задевания вращающихся частей, увеличение зазоров проточной части и снижение мощности и КПД агрегата. Продолжительность ремонта и его стоимость также могут быть значительными.

Таблица 5.6 Параметры ГТУ типа ГТ-100 на ГРЭС-3 ОАО «Мосэнерго»

Станционный номер ГТУ	Тип ГТУ	Дата ввода в эксплуатацию	Параметры на середину 2001 г.		
			Общее число пусков	Общая наработка, ч	Выработка электроэнергии, млн кВт/ч
1	ГТ-100-3	Февраль 1977 г.	3593	13 865	925,23
2	ГТ-100-3	Октябрь 1978 г.	3493	14 338	969,21
3	ГТ-100-3М	Февраль 1980 г.	3576	14 468	947,99

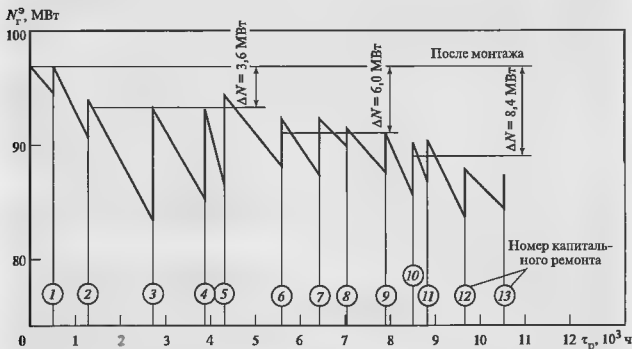


Рис. 5.36. Снижение располагаемой мощности ГТУ типа ГТ-100-3 в процессе эксплуатации на ГРЭС-3 ОАО «Мосэнерго» (приведено к условиям): $p = 760$ мм рт. ст.; $T_{н.в} = +5$ °С; $T_{охл.в} = 6$ °С; $T_{н.т.твд} = 750$ °С; $T_{н.т.тнд} = 700$ °С; $f = 50$ Гц

капитальных ремонтов с помощью имеющейся исследовательской оснастки. Результаты таких испытаний ГТУ типа ГТ-100 представлены на рис. 5.36, из которого видно, что располагаемая мощность установки существенно падает в процессе эксплуатации и частично восстанавливается в результате проведения ремонтов, при этом имеет общую тенденцию к снижению. Это снижение мощности по характеру влияния на него режимных и эксплуатационных факторов можно условно разделить на две составляющие:

1. Снижение мощности за межремонтную кампанию обусловлено заносом проточных частей компрессоров и ухудшением экономичности турбин из-за изменения радиальных зазоров. Снижение мощности зависит от интенсивности эксплуатации и составляет для ГТУ № 1 от 2 до 10 МВт за весь период эксплуатации (рис. 5.36), для ГТУ № 2 и 3 за последние пять лет 2,8—6,7 МВт и 3,7—7,2 МВт соответственно. Как правило, требования стандарта и технических условий завода-изготовителя о максимально допустимом снижении мощности за межремонтную кампанию (5 % номинальной мощности) не выполняются.

2. Невосстанавливаемое ремонтом снижение мощности ГТУ обусловлено необратимыми изменениями геометрии проточной части. Для ГТУ (рис. 5.36) после первых пяти капитальных ремонтов снижение мощности составило 3,6 МВт, после следующих четырех ремонтов 6 МВт и после последних четырех 8,4 МВт по сравнению с состоянием турбоустановки после монтажа.

Для ГТУ № 2 и 3 значение располагаемой мощности после капитальных ремонтов 1991 г. отличается от «парадных» значений на 10 и 6,5 МВт соответственно.

Значения располагаемой мощности приведены к температурам газа перед ТВД и ТНД 750 и 700 °С соответственно. Ограничение температуры газа перед ТНД по сравнению с проектным значением 750 °С вызвано недостаточной прочностью лопаток ступеней ТНД.

При разрешенной для нормальной эксплуатации температуре газов за ТНД, равной 350 °С, температура газов перед ТНД в разное время года составляет 660—680 °С, а мощность ГТУ снижается на 10—15 МВт. Работа с пониженными температурами перед ТНД и недостаточная гибкость системы регулирования ограничивают также температуру газов перед ТВД на уровне 710—730 °С, что вызывает дополнительное снижение мощности на 2—3 МВт.

Суммарный «недобор» мощности, таким образом, составляет не менее 25 МВт, что, в свою очередь, приводит к увеличению удельного расхода топлива примерно на 60 г/кВт·ч.

Основной недостаток ГТУ типа ГТ-100, выявленный в процессе ее эксплуатации, заключается в деформации статорных деталей. Коробление цилиндра диафрагм, которое не может быть устранено ремонтом, приводит к раскрытию цилиндров по фланцам и неравномерности радиальных зазоров и, как следствие, к выходу продуктов сгорания в машинный зал и снижению экономичности агрегата.

Многочисленные способы, разработанные заводом-изготовителем с целью уменьшить деформацию цилиндров, были проверены в условиях эксплуатации, но положительного эффекта не дали. Наименьший ресурс имеют пламенные трубы КС низкого давления. Через 1500 ч работы (или после 400 пусков) практически в каждую ревизию на обечайках пламенных труб обнаруживаются трещины, коробления, отрывы заклепок и другие дефекты. Ресурс КС высокого давления примерно вдвое выше. Средняя продолжительность ежегодных капитальных ремонтов ГТУ на ГРЭС №3 ОАО «Мосэнерго» за последнее время составила примерно 100 календарных дней. Для модернизации установки типа ГТ-100-3 заводом-изготовителем были осуществлены:

раскрытие входного направляющего аппарата КНД на 15° для увеличения расхода воздуха;

уменьшение расхода воздуха на охлаждение ротора ТВД;

изменение места отбора воздуха на охлаждение ТНД;

реконструкция тепловой изоляции корпуса КСНД;

повышение прочности рабочих лопаток ряда ступеней компрессоров и турбин путем изменения технологии и применения новых материалов.

Головной образец модернизированной установки типа ГТ-100-3М был пущен в эксплуатацию в 1980 г. на ГРЭС № 3 ОАО «Мосэнерго» (ГТУ № 3).

Опыт ее эксплуатации показал, что общая тенденция постоянного снижения мощности и экономичности модернизированной установки сохранилась.

Эксплуатация агрегатов типов ГТ-100-3 и ГТ-100-3М становится экономически все более расточительной из-за больших удельных расходов дорожающего топлива, значительных затрат на ремонт, недопустимых выбросов в атмосферу токсичных оксидов азота.

На электростанциях РФ необходимо внедрять более современные, высокоэкономичные и надежные энергетические ГТУ (см. гл. 7).

Контроль параметров и состояния ГТУ позволяет своевременно обнаружить и предупредить возможные неполадки и аварии. При пуске, работе и останове ГТУ автоматически контролируются практически все основные параметры, и о состоянии ГТУ можно судить по тому, насколько соответствуют те или иные параметры расчетным или опытным значениям, определенным разработчиком и поставщиком ГТУ. При работе ГТУ контролируются.

температура газов перед и за турбиной;
запас устойчивости работы компрессора;
перепад давления воздуха на входной заборной камере (разрежение на всасе);

давление в цикле ГТУ;
наличие пламени в КС;
частота вращения ротора (роторов);
температура масла на сливе и давление масла, подаваемого на смазку подшипников;

температура подшипников;
вибрационное состояние подшипников и роторов;
осевой сдвиг роторов;
нагрузка;
температура и расход сетевой воды и др.

Кроме этого контролируются условия безопасной работы собственно ГТУ: наличие газа в контейнере (при контейнерной поставке ГТУ); пожар в контейнере; утечка водорода на уплотнении генератора и многое другое. Наконец, проверяется работа вспомогательного оборудования: насосов воды, масла, воздуха (технологического или вспомогательного); дожимных (газовых) компрессоров; компрессора пневмораспыла и др.

В целях контроля и поддержания на заданном техническом уровне параметров ГТУ проводится ее техническое обслуживание. В зависимости от мощности и комплектации поставки энергетической ГТУ — блочная, в контейнере или пузловая с последующей сборкой на электростанции — составляется инструкция по техническому обслуживанию установки. В целом техническое обслуживание можно условно разделить по срокам: на ежедневное (включает в себя обслуживание через каждый час с записью в журнале), еженедельное, ежемесячное, полугодовое, ежегодное (сезонное)

Регулярно выполняется техническое обслуживание приборов, аппаратуры для измерений, защиты, сигнализации (ежедневное, еженедельное, ежемесячное, трехмесячное, полугодовое, годовое).

Для ГТУ, работающих в пиковом режиме, важным фактором для определения регламента технического обслуживания является количество произведенных пусков, в том числе с выводом на максимальную нагрузку. Периодичность регламентных и ремонтных работ устанавливается с учетом усло-

вий эксплуатации пиковой ГТУ при числе пусков в год не более 500 при средней продолжительности пуска 2—3 ч. Так, для турбин типа ГТЭ-150 и ГТ-100, работающих именно в таком режиме, техническое обслуживание оборудования работающей ГТУ можно подразделить на обслуживание: через каждый час; через 1,5—2 ч после пуска (1 раз за пуск); 1 раз в сутки (в дневную смену); 1 раз в неделю; через 25—30 пусков; через 100 пусков; через 500 пусков (ревизия и ремонт).

Обслуживание работающей ГТУ (типа ГТ-100, здесь и ниже) через каждый час заключается в следующем:

через каждый час заполняются суточные ведомости для записи параметров работы ГТУ, контролируются параметры работы ГТУ, электрогенератора, другого оборудования электростанции, осматриваются и прослушиваются корпуса турбомашин и корпуса подшипников;

через 1,5—2 ч после пуска осматриваются воздухоохладители, маслоохладители, маслonaсосы и маслобак системы смазки, фильтры тонкой очистки топлива, шиберы на всасе компрессора низкого давления (КНД) и выхода турбины низкого давления (ТНД), топливные насосы первого и второго подъема, градирия, циркуляционные насосы, трубопроводы всех назначений, системы вентиляции, отопления и освещения машинного зала, топливное хозяйство внутри машинного зала, фильтры жидкого топлива (в насосной), пожарное хозяйство, оборудование системы подачи углекислоты в блок внутренних подшипников, дымовая труба, дренажные насосы (топлива и масла), маслобак системы регулирования, воздушно-масляный аккумулятор, антипомпажные клапаны и трубопроводы к ним, колонка регулирования ГТУ, блок обвязки узлов регулирования, измерительные приборы, релейные панели, кабельные и импульсные трассы, состояние изоляции кабелей высокого напряжения;

1 раз в сутки в дневную смену осматривается воздухозаборная камера с фильтрами и включаются на полчаса маслonaсосы систем маслоснабжения и регулирования (если ГТУ не запускалась в течение суток); проводятся испытания электромагнитных выключателей турбины (по графику проверки защиты); измеряются параметры электрогенератора; осматриваются: баки-отстойники масла, баки запаса турбинного масла, бак слива масла, аварийный и дренажный маслобаки, эжектор отсоса масла из блока внутренних подшипников, маслоотделители линии отсоса паров масла из внутренних подшипников, дренажный бак топлива, расширитель дренажей цилиндров;

1 раз в неделю из топливного бака берется проба жидкого топлива для определения его низшей теплоты сгорания и плотности; выполняется контрольный пуск ГТУ до выхода на холостой ход с проверкой параметров работы (для ГТУ, находящейся в резерве); проверяются включение резервных и аварийного насосов смазки и параметры их работы, берется проба масла из маслобака системы смазки на анализ физико-химических свойств, проверяется работа фильтра тонкой очистки масла. На не работающей турбине проверяется срабатывание системы отключения турбины от кнопки аварийного отключения на корпусе переднего подшипника и от кнопки на колонке регулирования, выполняется проверка гидравлической блокировки открытия серводвигателя регулирующего клапана пусковой турбины, берется проба из маслобака системы ре-

гулирования для проверки наличия в масле воды, механических примесей, производится осмотр и проверка работы концевых выключателей на электро-
здвижках, регулирующих и антипомпажных клапанах, проверяется работа со-
леноидных клапанов в линиях системы зажигания, производится профилакти-
ческий осмотр электронных потенциометров, мостов (с чисткой реохордов),
проверка защит ГТУ в полном объеме, релейной части системы автоматиче-
ского пуска; осматриваются паропровод пусковой турбины (ПТ), эжекторы от-
соса пара из уплотнений ПТ, глушители и опоры выходного паропровода; оп-
ределяется чистота водорода в корпусе генератора; измеряется вибрация кон-
тактных колец, выполняется контрольный анализ на содержание водорода в
блоке внутренних подшипников между ТНД и генератором;

через 25—30 пусков заменяются по две форсунки высокого и низкого дав-
ления на запасные (по графику), а снятые форсунки подвергаются ревизии,
очистке и продувке на форсуночном стенде; производится осмотр и очистка
сетчатых фильтров на маслобаке системы смазки, сдается на анализ отбор
пробы из осадка маслобака на наличие в нем металлических составляющих;
очищаются сетки и фильтрующие элементы на водяных и топливных филь-
трах; производится осмотр и очистка фильтров и элементов шумоглушителя
воздухозаборной камеры; определяется утечка водорода из корпуса генера-
тора; осматриваются и очищаются сетки масляного фильтра маслобака сис-
темы регулирования и делается анализ осадка с маслофильтров; проверяется
исправность работы насосов регулирования и переключателя расцепного
устройства; очищаются кварцевые стекла от продуктов сгорания, проверяют-
ся характеристики фотосопротивления; выполняются осмотр электродвига-
теля механизма управления и ограничителя мощности и его очистка от пыли
и грязи; осматриваются фильтр-пресс, маслоочистительная установка типа
ПСМ1-3000; производится обслуживание мостового крана;

через 100 пусков демонтируются все горелки высокого и низкого давле-
ния с форсунками, зажигателями, фотодатчиками, производится их очистка,
опрессовка и продувка форсунок на стенде; с помощью переносной лампы и
зеркала выполняется осмотр пламенных труб через патрубки цилиндров;
производится осмотр эндоскопом лопаточного аппарата через патрубки ци-
линдров, съемные лючки, через люки со стороны выхлопа и всаса (при на-
личии); проверяется состояние трубных систем воздухоохладителей; осмат-
риваются газоход и воздухозаборная камера с фильтрами; выполняется пол-
ный анализ масла систем смазки и регулирования и анализ жидкого топлива;
проводится осмотр всех топливных фильтров со вскрытием в топливной на-
сосной и машинном зале и их очистка или замена; проверяются фильтры на
всасе топливных насосов; осматриваются насосы смазки, дренажные, топ-
ливные, вентилятор наддува блока внутренних подшипников, вентилятор от-
соса паров масла из внутреннего подшипника; проверяется работа узлов и
приборов системы регулирования.

Информация об обнаруженных при обслуживании дефектах оборудова-
ния заносится в оперативный журнал, их по возможности устраняют, если
они не препятствуют работе оборудования. По мере износа оборудования
периодичность и объем регламентных работ могут меняться по сравнению с
первоначальными.

Наиболее трудоемки и сложны обслуживание и ремонт ГТУ через 500 пусков (сезонные, как правило в летний период). На выполнение такого обслуживания составляется типовой сетевой график, в котором подробно расписана последовательность операций. Во время этого обслуживания производится полная разборка агрегата: снимаются крышки цилиндров, вскрываются подшипники, вынимаются диафрагмы направляющих аппаратов компрессора и турбины, узлы камеры сгорания, ротор ГТУ и т.д. Заполняется формуляр положения узлов проточной части, подшипников, осевой «выбег» ротора, производится визуальный осмотр деталей и узлов, контроль состояния металла в наиболее напряженных местах методами неразрушающего контроля: ультразвуковой диагностики (УЗД), магнитной дефектоскопии (МД), цветной дефектоскопии (ЦД). Полностью проверяется лопаточный аппарат турбины и компрессора. Производятся слив масла из маслобаков системы смазки и системы регулирования, очистка их от грязи и шлама. Практически полностью выполняется объем работ, соответствующий обслуживанию через 100 пусков. По результатам осмотра и дефектоскопии узлов и деталей ГТУ производится их ремонт или замена. После окончания всех работ осуществляются сборка агрегата с заполнением необходимых формуляров, его подготовка к пусковым операциям и пуск.

После окончания ревизии и проведения проверочных и наладочных работ на агрегате составляется акт, в котором фиксируются результаты осмотров и дефектоскопии деталей и узлов агрегата, проведенные ремонтные работы, замены, показатели работы агрегата и его систем после ревизии (вибрация подшипников, результаты срабатывания автоматов безопасности, параметры работы ГТУ). После этого ГТУ включается в диспетчерский график.

По объему работ капитальный ремонт примерно соответствует объему работ через 500 пусков. Примерный перечень работ, выполняемых при капитальном ремонте (или после проведения 500 пусков) турбины ГТЭ-150, следующий: разборка проточной части компрессора и турбины; ремонт компрессора и турбины; ремонт валоповоротного устройства, узлов и систем КС; осмотр и ремонт (при необходимости) цилиндров, корпуса среднего подшипника; ремонт уплотнений и подшипников; работы по системе смазки; ремонт маслоохладителей; ревизия и ремонт (при необходимости) узлов системы регулирования.

Одним из способов технического обслуживания является осмотр элементов проточной части ГТУ бороскопом — сложным устройством в виде зонда со световодом и системой зеркал, подсветкой, устанавливаемым на корпусе компрессора или турбины. С помощью бороскопа можно осматривать некоторые элементы проточной части ГТУ без выполнения трудоемких работ по вскрытию разъемов и съема верхних половин корпусов. В корпусах устраивают специальные гнезда для установки бороскопа и осмотра основных элементов ГТУ: входного тракта и ВНА компрессоров низкого давления, внутренних подшипников, лопаточного аппарата компрессора высокого давления на входе и выходе, элементов КС и проточной части турбины низкого и высокого давления, силовой турбины.

Автоматический контроль параметров и состояния ГТУ выполняется от начала пуска и до останова ГТУ, он позволяет своевременно обнаружить и при необходимости устранить неисправность, предупредить ее развитие до аварии. О состоянии ГТУ можно судить по многим признакам. Параметры, которые контролируются при работе ГТУ, уже указывались ранее. Следует сказать, что большинство этих параметров так или иначе взаимосвязано по циклу и газозо-воздушному тракту, и изменение одного из них влечет за собой изменение другого или нескольких других параметров ГТУ. Рассмотрим взаимосвязь изменения некоторых параметров и возможные его последствия.

Повышение температуры газов сверх допустимого значения может быть следствием нарушения работы системы регулирования или автоматического пуска, повреждения КС или элементов газозо-воздушного тракта. Обледенение элементов входного воздушного тракта также может привести к повышению температуры газов — одного из самых важных параметров; ее отклонения от нормальных значений могут иметь самые серьезные последствия. По расходу топлива или неравномерности температур по окружности выходного сечения за турбиной можно косвенно проанализировать рабочий процесс ГТУ. Изменения аэродинамического шума работающего агрегата может указывать на работу компрессора в зоне помпажа, сопровождающуюся повышенной вибрацией ротора и подшипников, скачкообразным изменением температуры газов перед турбиной. На начальных этапах пуска, когда давление в цикле ГТУ еще небольшое, может наблюдаться «тихий» помпаж, который может быть следствием недооткрытия антипомпажных клапанов, несоответствия режима горения при зажигании расчетному.

Характерные звуки (стуки), скрежет в проточной части агрегата или уплотнениях являются признаками задеваний из-за нарушения геометрии деталей и узлов, коробления цилиндров, нарушения центровки или попадания в проточную часть посторонних предметов. Для распознавания этих процессов используется металлический зонд, приставляемый к корпусным деталям и к уху. Уменьшение времени выбега ротора после останова ГТУ и увеличение токовых нагрузок валоповоротного устройства также служат признаками повреждения в проточной части. Повышение уровня вибрации подшипников говорит о имеющихся неполадках в проточной части ГТУ, подшипниках или роторе.

При достижении предельных значений параметров система автоматического управления отключает ГТУ путем перекрытия подачи топлива. Как правило, автоматические выключатели, контролирующие такие параметры имеют две уставки: предупредительную, когда параметр еще не достиг критического значения (на 5—10 %), и аварийную. При срабатывании одной из уставок загорается желтое табло в первом и красное во втором случае. При высвечивании желтого табло у оператора еще есть время и возможность повлиять на ситуацию. К числу самых важных параметров относятся: температура газов на входе в турбину и выходе из нее; температура масла на сливе из подшипников; температура баббита подшипников или упорных колодок; вибрация ротора ГТУ; давление газового топлива и некоторые другие.

Системы управления работой ГТУ автоматизированы на базе компьютерной техники, которая позволяет вызвать на дисплей и посмотреть параметры работы ГТУ. Так, на ГТУ типа GT-35 все параметры записываются в память

компьютера и хранятся там какое-то время, насколько позволяет объем памяти жесткого диска (около 3 ч). Затем информация заменяется «свежей», т.е. идет непрерывный процесс. Изменения в режиме работы ГТУ (например, открытие клапана, включение регулятора или иное действие, направленное на изменение режима работы ГТУ или положения запорной арматуры) фиксируются на принтере (каждая задвижка, клапан или регулятор имеет свой номер). Эти распечатки хранятся в архиве в течение года. При необходимости всегда можно просмотреть запись изменений в режиме работы ГТУ. Во время пусков, остановов и в процессе работы ГТУ система автоматического управления производит диагностику исправности работы каналов защиты агрегата по предельным параметрам.

Аналогичная система контроля параметров есть на ГТУ типа ГТЭ-25У, только «глубина» архива «памяти», т.е. объем хранящейся информации, составляет 12 мес (проект). На ГТЭ-150 «глубина» архива с записью на жесткий диск винчестера составляет 24 ч, после этого срока информация сбрасывается на магнитную ленту, где хранится еще длительное время.

Как уже упоминалось, на элементах всасывающего тракта ГТУ может образовываться лед. При охлаждении воздуха его относительная влажность увеличивается, наступает насыщение, а в дальнейшем конденсация и обледенение. Образование льда из капель происходит при попадании их на обтекаемые потоком поверхности. Наиболее опасно образование льда на ВНА, где лед перекрывает каналы. В результате могут образоваться срыв потока, аэродинамические пульсации в компрессоре и помпаж с поломкой лопаток и повреждением проточной части. Для предотвращения образования льда в опасный период (при температуре всасываемого воздуха от -5 до $+5$ °C и его влажности 80 % и выше) осуществляют подогрев засасываемого воздуха. Так, на упоминавшейся уже ГТУ типа GT-35 система антиобледенения multifunctional, она обеспечивает охлаждение генератора, масла в маслосистеме ГТУ и подогрев засасываемого воздуха. Воздух засасывается в воздухозаборной камере (ВЗК) через решетку из пустотелых профилей, внутри которых циркулирует теплоноситель, в качестве которого применяется 50 %-ный этиленгликоль. На рис. 5.37 показана схема системы охлаждения ГТУ типа GT-35.

Насос осуществляет циркуляцию теплоносителя в контуре системы, автоматическое переключение направления движения теплоносителя производится с помощью клапанов. В зависимости от температуры наружного воздуха и режима работы ГТУ возможны подогрев решетки ВЗК в опасный период или охлаждение теплоносителя в аппаратах воздушного охлаждения (АВО). При пуске, когда теплоноситель холодный и нет необходимости в его подогреве, он циркулирует по контуру через охладитель генератора, маслоохладитель и насос. По мере подогрева теплоносителя и необходимости его охлаждения подключается контур с АВО. При необходимости подогрева всасываемого воздуха включается контур с теплообменником системы антиобледенения, который подогревается сетевой водой (работа ГТУ типа GT-35 в схеме ГТУ-ТЭЦ). Для компенсации объема охлаждающей жидкости в системе предназначено демпферное устройство со сжатым воздухом, внутри которой имеется резиновая груша, принимающая в себя увеличившуюся в объеме при нагреве жидкость. При охлаждении жидкость уменьшается в объеме и выдавливается воздухом обратно.

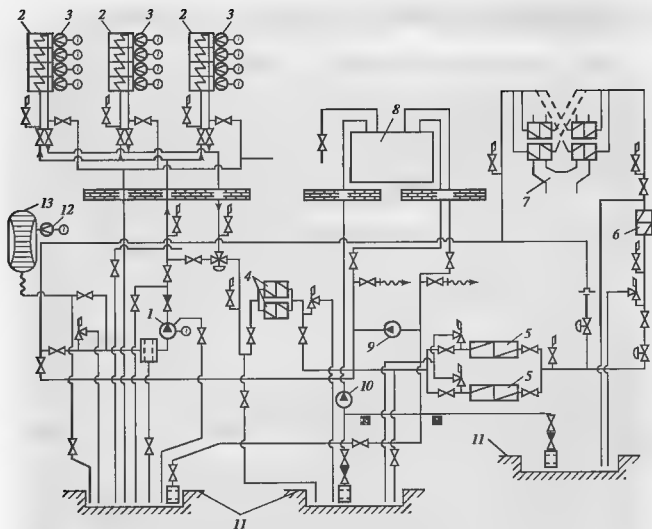


Рис. 5.37. Технологическая схема охлаждения установки типа GT-35 на ГТУ-ТЭЦ и г. Электросталь

1 — циркуляционный насос; 2 — воздушно-водяной охладитель, 3 — вентилятор охладителя, 4 — охладитель генератора; 5 — охладитель масла, 6 — теплообменник системы антиобледенения, 7 — подогреватели воздуха воздухозаборного устройства; 8 — бак для приготовления раствора этиленгликоля; 9 — пневмонасос заполнения и дреирования системы охлаждения; 10 — пневмонасос откачки жидкости из дренажных приемков; 11 — дренажный приемок, 12 — воздушный компрессор демпферного устройства; 13 — демпферное устройство

На ГТУ типа ГТЭ-25У для подогрева всасываемого воздуха в целях предотвращения обледенения используется отбор подогретого воздуха за компрессором. Подогретый воздух, в свою очередь, подается для обогрева воздуха в воздухозаборную камеру, на входную решетку, и на ВНА компрессора ГТУ. Аналогично на установке типа ГТЭ-150 для предотвращения обледенения в опасный период (при температуре воздуха от $+5$ до -5 °С) на ребра входного диффузора и лопатки ВНА подается воздух из отбора за пятой ступенью осевого компрессора. Безусловно, отбор воздуха из цикла ГТУ с подачей его на вход воздушного тракта с целью подогреть всасываемый воздух — не лучший вариант решения проблемы. Это влечет за собой уменьшение расхода воздуха в цикле и уменьшение КПД ГТУ. Предпочтительнее вариант системы антиобледенения, выполненный на ГТУ типа GT-35, — он более экономичен, но сложнее в изготовлении и управлении.

5.7. МИРОВОЙ ОПЫТ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

Затраты на техническое обслуживание и обеспечение эксплуатационной готовности установки — важный показатель при эксплуатации газотурбинных электростанций. Контроль за плановым техническим обслуживанием и осмотрами ГТУ обеспечивает получение экономического эффекта (прибыли) благодаря сокращению вынужденных простоев и отказов при пусках. Это, в свою очередь, ведет к сокращению остановов для внеплановых ремонтов. На рис. 5.38 приведена схема основных факторов, влияющих на планирование технического обслуживания. Роль каждого из этих факторов зависит от режима эксплуатации, которого придерживаются на электростанции. Типовая программа технического обслуживания включает в себя ряд обязательных элементов: хорошее знание и понимание условий эксплуатации энергетической ГТУ, имеющей ряд особенностей по сравнению с другими энергетическими установками; обучение эксплуатационного и ремонтного персонала; оптимальную программу технического обслуживания; регулярные осмотры оборудования; обеспеченность запчастями; диагностические системы сбора эксплуатационных показателей; немедленное выполнение ремонта и осуществление мероприятий по поддержанию оборудования в рабочем состоянии; соблюдение заводских инструкций и др.

Важнейшими узлами ГТУ, требующими наибольшего внимания, являются узлы системы сжигания топлива и детали, подвергающиеся воздействию газов при высокой температуре. Наряду с названными узлами в периодическом обслуживании нуждаются также регулирующие устройства, оборудование дозирования топлива, вспомогательное оборудование ГТУ и др.



Рис. 5.38. Факторы, влияющие на планирование технического обслуживания энергетических ГТУ

Основные факторы, влияющие на техническое обслуживание и срок службы оборудования энергетических ГТУ:

1. *Вид сжигаемого топлива.* Газотурбинные установки ориентированы в основном на сжигание природного газа. В КС ГТУ может также сжигаться жидкое топливо (легкие и тяжелые дистилляты нефти, высококачественный мазут) или синтетический газ газификации или пиролиза углей. Более тяжелые углеводородные топлива часто содержат элементы, вызывающие коррозию, и обычно выделяют больше энергии излучения, сильнее нагревая металлические детали узлов системы сжигания и таким образом сокращая срок службы оборудования этой системы.

Чистота жидкого топлива (отсутствие соленой воды, свинца, других загрязнений) также влияет на срок службы узлов ГТУ. Два эти фактора — присутствие в топливе элементов, вызывающих коррозию, и его чистота — должны находиться под постоянным контролем эксплуатационного персонала ТЭС.

Высокотемпературной коррозии рабочих и сопловых лопаток и всех деталей проточной части ГТ способствует присутствие щелочных металлов (натрия, калия), ванадия и свинца в горячих газах — продуктах сгорания, поступающих в ГТ. Эти загрязнения могут попасть туда не только с топливом, но и с воздухом, паром или водой при впрыске последних в КС для снижения концентрации оксидов азота NO_x в выходных газах или увеличения выработки электроэнергии. Источником загрязнения может быть водяная смесь, используемая для испарительного охлаждения воздуха на входе в компрессор ГТУ.

Попадание в жидкое топливо воды и загрязнений может привести к значительному сокращению срока службы вспомогательных элементов ГТ: топливных насосов, делителей потока топлива, регулирующих и обратных клапанов, топливных форсунок. Для устранения этих явлений применяют плавающие системы всасывания топлива в топливных резервуарах, используют отстойники, предусматривают дренаж для слива воды на дне резервуаров для хранения топлива. Очень важный фактор — применение и поддержание в надлежащем виде топливных фильтров.

При сжигании газового топлива опасен вынос жидких углеводородов из трубопроводов, он приводит к сокращению срока службы элементов высокотемпературного газового тракта, так как происходят неравномерное распределение энергии топлива в системе сжигания, отклонение температурных параметров от проектных на входе в ГТ, перегрев деталей системы сгорания топлива и, в крайнем случае, повреждение деталей турбины. Эту проблему можно устранить, применяя эффективные системы очистки газа и подогрев газообразного топлива перед его использованием.

На рис. 5.39 показано влияние вида сжигаемого в ГТУ топлива на сложность ее технического обслуживания по данным фирмы General Electric. Сложность обслуживания оценивается коэффициентом обслуживания $K_{\text{обс}}$.

Сжигание в ГТ сырой нефти, остаточных нефтепродуктов и тяжелых видов топлива оказывает влияние на электрический КПД и продолжительность эксплуатации ГТУ между плановыми ревизиями вследствие коррозии, эрозии и загрязнения лопаточного аппарата. Особенно большую опасность для ГТ представляет высокотемпературная коррозия, связанная с наличием



Рис. 5.39. Оценка воздействия вида топлива на сложность технического обслуживания (General Electric)

машинами обслуживания ГТУ определяет ее рабочее состояние и оказывает значительное влияние на потребности в ее техническом обслуживании. Влияние цикла нагрузки ГТУ на коэффициент обслуживания по данным фирмы General Electric показан на рис. 5.41. Долговременный режим работы слабо влияет на срок службы деталей установки при отсутствии частых и быстрых изменений нагрузки.

Воздействие изменяющихся нагрузок аналогично воздействию частых пусков и остановов ГТУ. При каждом пуске и останове ГТ детали высокотемпературного тракта подвергаются воздействию резких перепадов температуры. Система регулирования ГТ построена так, чтобы свести влияние этого эффекта к минимуму. Вместе с тем, как видно из рис. 5.41, у ГТУ,

в топливе натрия, калия, серы, свинца и ванадия.

При массовой концентрации ванадия свыше 1,5 ppm необходимо снизить температуру газов на входе в турбину по сравнению с ее расчетным значением (рис. 5.40). Коэффициент коррекции температуры f определяется по табл. 5.7.

2. Длительность работы ГТУ и график ее нагружения. Взаимодействие между основными систе-

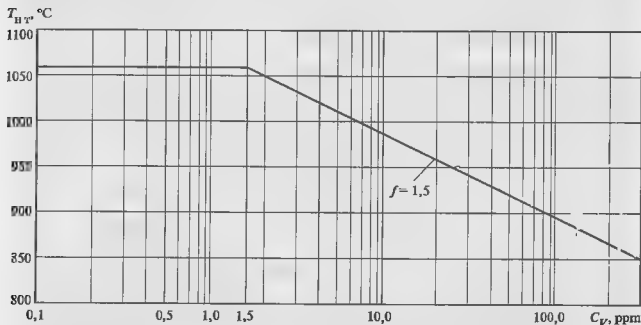


Рис. 5.40. Диаграмма для определения начальной температуры газов $T_{н,г}$ (по ISO) в зависимости от объемной концентрации ванадия в топливе с учетом коэффициента коррекции топлива f (по данным зарубежных фирм)

Таблица 5.7. Определение коэффициента коррекции температуры по данным зарубежных фирм

Объемная концентрация вредных веществ в топливе, ppm, не более		f
Na + K	V	
0,5	0,5	1
0,5—1	0,5	1,5
0,5	0,5—1,5	1,5



Рис. 5.41. Оценка влияния графика нагрузки и количества пусков на сложность технического обслуживания (General Electric)

предназначенной для частых пусков и остановов, сокращается срок службы деталей, следовательно, возрастает коэффициент обслуживания ГТУ.

В ГТУ через регулярные промежутки времени необходимо выполнять техническое обслуживание и ремонт. Эксплуатация ГТУ, как и любой установки, сопровождается износом оборудования. Поскольку подверженные термическому воздействию элементы ГТУ (КС, лопаточный аппарат) испытывают особенно большие нагрузки, при определении интервалов технического обслуживания и ревизий целесообразно ориентироваться на суммарную эксплуатационную нагрузку этих элементов.

Быстрые изменения температуры газов на входе в ГТ, а также периоды работы при температурах, превышающих базовые значения, представляют дополнительную нагрузку для проводящих горячие газы элементов. Влияние перечисленных факторов на эксплуатационный ресурс учитывается так называемым *эквивалентным временем эксплуатации*. Для его определения оцениваются различные эксплуатационные события и время эксплуатации при различных температурных режимах с начислением индивидуальных (оценочных) коэффициентов [a_p , b_i в (5.6)]. В итоге полученные значения суммируются.

Вычисленное эквивалентное время эксплуатации определяет продолжительность временного интервала между двумя ревизиями ГТУ:

$$t_{\text{эkv}} = a_1 n_1 + a_2 n_2 + \sum (a_3 n_3) + b_1 t_1 + b_2 t_2, \quad (5.6)$$

где n_1 — число пусков ГТУ; n_2 — число быстротекущих перегрузок; n_3 — число прочих быстро протекающих температурных колебаний; t_1 — продолжительность эксплуатации ГТУ в режиме базовой нагрузки; t_2 — продолжительность эксплуатации ГТУ в диапазоне от базовой до пиковой нагрузки; a_1 — a_3 , b_1 , b_2 — оценочные коэффициенты.

Пуском n_1 считают любой толчок ротора, при котором произошло зажигания основного пламени в горелках. Для большинства ГТ коэффициент $a_1 \approx 10$.

Отсчет быстротечных нагрузок n_2 происходит при каждом новом переключении управляющего органа. Обычно принимают $a_2 \approx 10$.

Прочие эксплуатационные события n_3 подлежат учету только в тех случаях, когда ГТУ в силу специфических требований увеличения нагрузки предписываются изменения графика этой нагрузки, градиенты которых превышают предусмотренные в стандартной автоматической программе. Оценочный коэффициент a_3 зависит от условий эксплуатации и меняется в пределах 10—15; принимают коэффициенты $b_1 = 1$ и $b_2 = 4$.

Например, эксплуатация ГТУ типов MS6001B; MS7001EA; MS90001E фирмы General Electric в режиме пиковой нагрузки в течение длительного периода времени сопряжена с необходимостью работы при повышенной температуре газов перед газовой турбиной $T_{нт}$. Это приводит к сокращению периода между ремонтами и более частой замене оборудования, расположенного в зоне высоких температур. Каждый час работы при повышенном значении $T_{нт}$, отвечающем пиковой нагрузке, соответствует 6 ч работы лопаток ГТ при базовой нагрузке.

Повышенные начальные температуры газа $T_{нт}$ в ГТ уменьшают срок службы оборудования, расположенного в зоне высоких температур, и, наоборот, пониженные температуры его увеличивают. Такая зависимость дает возможность уравнивать негативное воздействие режимов пиковой нагрузки изменением продолжительности периодов работы на частичной нагрузке. Однако следует обратить внимание на тот факт, что снижение нагрузки не всегда приводит к снижению начальной температуры газов. При работе ГТУ в схеме ПГУ (режим утилизации теплоты), когда от мощности паротурбинной установки зависит общий КПД парогазовой электростанции, понижение нагрузки осуществляется постепенным закрытием ВНА. Это позволяет снизить количество рабочего тела и сохранить постоянной температуру $T_{нт}$ в диапазоне нагрузки 100—60 %.

При автономной работе ГТУ по простому циклу переход со 100 %-ной на 80 %-ную нагрузку сопровождается понижением начальной температуры газов при полностью открытом ВНА. Очевидно, что влияние температуры $T_{нт}$ на срок службы оборудования, расположенного в зоне высоких температур, полностью определяется выбранным режимом работы.

Интервалы между ревизиями состояния особенно нагруженных элементов ГТУ обычно составляют для отечественных и зарубежных установок 8—16 тыс. ч эквивалентного времени эксплуатации. Не контактирующие с горячими газами элементы установок (ротор, диски, полые валы, лопатки компрессора и др.) подвергаются ревизиям с большими интервалами (до 40 000 ч эквивалентного времени эксплуатации).

Довольно часто некоторые фирмы применяют планово-предупредительный ремонт наиболее нагруженных лопаток первой ступени (рис. 5.42), что позволяет увеличить время их использования. После такого ремонта качество отремонтированных лопаток близко к качеству новых, хотя после нескольких ремонтов целесообразна замена лопаток на новые.

Пример увеличения эквивалентного времени эксплуатации при значительном изменении температуры выходных газов ГТУ T_{KT} в зависимости от положения лопаток ВНА компрессора установки представлен на рис. 5.43. Резкое изменение температуры T_{KT} от 540 до 230 °С, т.е. $\Delta T_{KT} = 310$ °С, приводит дополнительно к увеличению эквивалентного времени при полностью открытом ВНА (кривая 1, рис. 5.43) на 71 ч; при открытом на 50 % ВНА (кривая 2) на 29 ч, а при закрытом ВНА (кривая 3) на 8 ч.

Очевидно, что прикрытие ВНА уменьшает пропуск газов через проточную часть ГТУ и снижает отрицательный эффект сброса температуры выходных газов.

Длительность эксплуатации энергетических ГТУ не может не сказаться на ее энергетических показателях независимо от проводимых ревизий и ремонтов. Происходит своеобразная «деградация» этих показателей: снижение тепловой и электрической мощности (рис. 5.44). Она тем незначительнее, чем оптимальнее конструкция ГТУ и рациональнее ее эксплуатация.

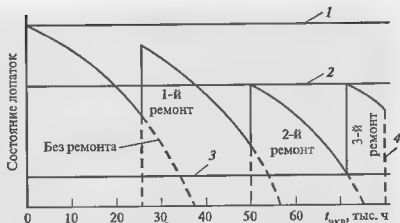


Рис. 5.42. Планово-предупредительный ремонт лопаток первой ступени ГТ энергетической ГТУ (General Electric) при работе на природном газе с базовой нагрузкой 1 — состояние новых лопаток ГТ ГТУ перед началом эксплуатации, 2 — нижняя граница состояния лопаток ГТ в соответствии со стандартом, 3 — состояние значительно изношенных лопаток ГТ, 4 — время работы ГТУ, после которого стоимость ремонта лопаток ГТ превышает затраты на новые лопатки

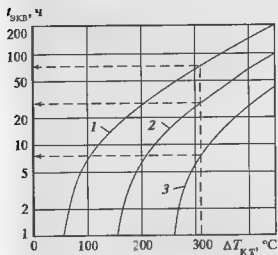


Рис. 5.43. Увеличение эквивалентного времени $t_{экв}$ эксплуатации при резком изменении температуры выходных газов газовой турбины ΔT_{KT} для ГТУ типа V94.2 (фирма «Интертурбо», г. С.-Петербург)

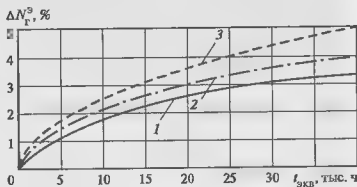


Рис. 5.44. Снижение электрической мощности турбины типа GT-35 (фирмы ABB) в зависимости от продолжительности ее эксплуатации

1 — дизельное топливо; 2 — топливо малой, 3 — средней зольности

3. *Влияние условий окружающей среды на работу компрессора ГТУ.* Важность предъявляемых требований к качеству воздуха, поступающего на вход компрессора ГТУ, можно оценить, если учесть, что в современной ГТУ при степени повышения давления в компрессоре $\pi_k = 15\text{--}16$ потребляется от 3 до 6 кг/с воздуха на 1 МВт установленной мощности. Даже очень низкая концентрация загрязнений приводит к очень значительному их всасыванию из-за потребления больших объемов воздуха. Ухудшение характеристик компрессора может быть связано с такими загрязнениями, как песок и минеральная пыль, которые приводят к эрозии лопаток, загрязнению и повреждениям посторонними предметами. Частицы размером 20 мкм и более вызывают значительную эрозию, ведущую к ухудшению эксплуатационных характеристик. Частицы размером менее 10 мкм обычно не вызывают заметной эрозии. Засорение компрессора, как правило, связано с всасыванием адгезионных («липких») материалов, таких как пары масел, дым, морская соль, промышленные испарения и др. Ухудшение характеристик осевого компрессора — основная причина снижения производительности и эффективности ГТУ. Обычно от 70 до 85 % ухудшения эксплуатационных характеристик можно объяснить загрязнением лопаток компрессора.

Влияние ухудшения характеристик компрессора на выработку электроэнергии можно лучше всего понять, если учесть, что лопатки осевого компрессора имеют очень гладкие аэродинамические профили. Ухудшение характеристик вызывается повышением шероховатости поверхности или изменением профиля из-за отложения пыли или повреждения эрозией, ведущим к ухудшению аэродинамических качеств.

Рис. 5.45 и 5.46 иллюстрируют изменение характеристик ГТУ из-за загрязнения лопаток компрессора и снижения массового расхода воздуха через него. Загрязнение вследствие отложений на лопатках компрессора снижает расход воздуха через компрессор, в результате чего уменьшаются степень повышения давления и КПД компрессора. При этом весь процесс работы ГТ ухудшается как в отношении термодинамического КПД, так и в отношении выработки электроэнергии. Для ГТУ мощностью 150 МВт с компрессором, подающим в тракт около 500 кг/с воздуха, при потреблении 9 кг/с эталонного природного газа ($\text{CH}_4 = 100\%$, $Q_i^r = 50\,056$ кДж/кг) в КС снижение массового расхода воздуха на 3 % из-за загрязнения компрессора (довольно типичный случай) в соответствии с рис. 5.45 приведет к уменьшению выработки электроэнергии $\Delta N_r^3 = 9,15$ МВт (около 6,1 %) и к снижению КПД производства электроэнергии $\Delta \eta_{ГТ}^3 = 1,95\%$. Потребление топлива увеличится на 1,95 %, т.е. $\Delta B_{ГТ} = 0,1755$ кг/с. При наработке 1000 ч это приведет к недовыработке $9,15 \cdot 10^6$ кВт·ч электроэнергии и к перерасходу $630 \cdot 10^3$ кг природного газа. При цене топлива 100 долл. США за 1 т только за 1000 ч работы энергетической ГТУ стоимость дополнительно сожженного топлива составит 63 тыс. долл. США. Если управление ГТУ осуществляется по уровню температуры выходных газов (в схемах парогазовых установок ее стараются поддерживать практически постоянной), то эта температура снизится примерно на 8 °С.

Из-за изменившихся условий прохождения потока в компрессоре в его лопаточном аппарате могут возникнуть напряжения. При интенсивном загрязне-

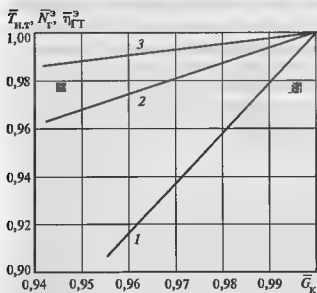


Рис. 5.45. Зависимость характеристик ГТУ от снижения массового расхода воздуха через компрессор $\bar{G}_к$

1 — относительная электрическая нагрузка ГТУ $\bar{N}_Г^3$; 2 — относительный электрический КПД ГТУ $\bar{\eta}_{ГТ}^3$; 3 — относительная начальная температура газов на входе в ГТ $\bar{T}_{нт}$

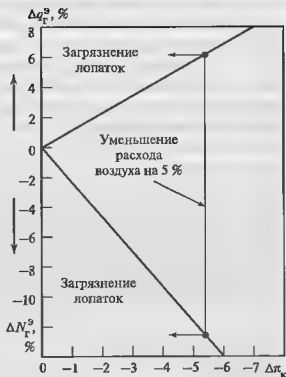


Рис. 5.46. Зависимость эксплуатационных характеристик ГТ от загрязнения лопаток компрессора (General Electric)

нии лопаток поток на входе может деформироваться настолько, что может вызвать помпаж в компрессоре. Дальнейшая работа компрессора в таких условиях не исключает поломки и разрушения его лопаточного аппарата.

Эксплуатационный персонал, регулярно контролируя и регистрируя степень повышения давления в компрессоре π_k , его подачу и удельный расход топлива в соответствии с внешними условиями работы, получает очень важные данные для диагностики возможного ухудшения характеристик компрессора. Загрязнение компрессора имеет тенденцию к увеличению вместе с увеличением времени работы (рис. 5.47). Потери подачи компрессора снижаются по мере увеличения эксплуатационного периода по экспоненциальной кривой, включая обратимую и необратимую составляющие потери подачи компрессора. Первая из них связана с отложениями, которые могут быть удалены при очистке компрессора (об этом будет сказано далее), а вторая обычно обусловлена эрозией, изменением формы профиля лопаток и торцевого зазора.

4. Коррозия элементовточной части ГТУ. Отложения на лопатках компрессора почти



Рис. 5.47. Влияние очистки компрессора на его производительность (General Electric)

всегда имеют в своем составе несколько процентов хлорида натрия и калия, что подтверждается данными эксплуатации энергетических ГТУ в разных точках земного шара. Это же справедливо и для установок, работающих в чистой окружающей среде. Указанные хлориды в сочетании с водой образуют очень агрессивный электролит, вызывающий питтинговую (точечную) коррозию материала лопаток. Вода может попасть в компрессор непосредственно при засасывании дождевых капель либо в результате конденсации влажного воздуха при его расширении в конфузоре и ВНА. По мере увеличения температуры в компрессоре вода быстро испаряется, поэтому при работающем агрегате коррозии подвергаются только первые ряды лопаток. Коррозия может иметь место и при неработающей ГТУ, если на отложения хлоридов на лопатках компрессора попадает влага — «стояночная коррозия». Такой коррозии может подвергаться весь лопаточный аппарат компрессора. Конечным результатом питтинговой коррозии являются резкое снижение усталостной прочности, растрескивание лопаток, приводящие не только к снижению КПД компрессора, но и к значительным затратам на ремонт оборудования. Стоимость лопаточного аппарата энергетической ГТУ мощностью 150 МВт составляет не менее 2,5 млн долл. США (без учета расходов на работы по демонтажу и замене лопаток). Дополнительные затраты связаны с длительным простоем оборудования и недовыработкой электроэнергии.

Наибольшему влиянию коррозии подвергается лопаточный аппарат первой ступени ГТ. Температурную коррозию в ней можно условно разделить на два типа в зависимости от ее проявления, механизма действия и участвующих веществ:

высокотемпературная коррозия типа I имеет место в основном при температурах, лежащих в диапазоне 800—900 °С. При этом соль и сера могут поступать из топлива, циклового воздуха либо из других источников: ванадиевых ингибиторов или воды, вводимой в ГТ. Реакция образования сульфата натрия имеет вид



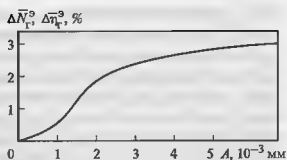
Коррозия этого типа характеризуется ровной пораженной поверхностью. Она может быть сильно интенсифицирована присутствием ванадия. В результате сгорания топлива в КС образуется V_2O_5 , который при соединении со щелочами может образовывать различные ванадиаты щелочных металлов с очень низкой температурой плавления (около 600 °С). В расплавленном состоянии эти соединения могут обладать активностью, позволяющей растворять оксиды металлов. Кроме того, эти соединения играют роль носителей кислорода. С увеличением температуры их коррозионная активность возрастает по экспоненте. Ванадиевая коррозия имеет поверхностный характер.

Высокотемпературная коррозия интенсифицируется еще и в присутствии хлоридов, которые переносятся с топливом в виде хлоридов щелочных металлов либо с воздухом, поступающим в КС ГТУ;

коррозия типа II — «низкотемпературная коррозия» имеет место при более низких температурах (около 600 °С). Коррозионное воздействие в этом случае сводится к оспенной, или точечной, коррозии. Продукты коррозии, обнаруживаемые в коррозионном углублении, обычно представляют собой смесь оксидов и сульфидов. Этот вид коррозии инициируется также сульфатами (прежде всего, сульфатом калия) [6].

Рис. 5.48. Ухудшение характеристик ГТУ вследствие роста шероховатости лопаток ГТ

ΔN_r^a — снижение электрической мощности ГТУ, %; $\Delta \eta_{\text{в}}^a$ — снижение КПД производства электроэнергии; $A = K/l$ — относительная шероховатость поверхности лопаток ГТ (K — шероховатость поверхности лопаток, l — длина рассматриваемого профиля лопатки)



Коррозия в ГТ в условиях высоких температур довольно быстро, при наработке всего нескольких тысяч часов может привести к выходу из эксплуатации несколько лопаток. Лопатки с внутренним воздушным охлаждением в силу меньшей толщины стенок быстрее изнашиваются, чем неохлаждаемые со сплошным телом лопатки. Замена лопаток связана со значительными финансовыми расходами. Стоимость одного ряда охлаждаемых лопаток ГТ мощностью 150 МВт составляет до 500 тыс. долл. США.

Все коррозионные повреждения лопаток ГТ сопровождаются ухудшением аэродинамических характеристик лопаточного аппарата, огрублением поверхности лопаток, существенным снижением электрического КПД и выработки электроэнергии (рис. 5.48). При общей относительной шероховатости поверхности рабочих и сопловых лопаток равной $3 \cdot 10^{-3}$ мм и длине аэродинамического профиля 100 мм потери КПД могут составить около 2,7 %, потери в выработке электроэнергии 4,05 МВт. Если принять годовую наработку 5000 ч, то получим годовые потери в производстве электроэнергии 20,3 ГВт и перерасход топлива $4,37 \cdot 10^6$ кг (для ГТУ мощностью 150 МВт). Следовательно, целесообразно не откладывать замену и восстановление корродированных лопаток, ибо такая операция довольно быстро окупается.

Повышенная шероховатость поверхности увеличивает также термический коэффициент теплопередачи. Для охлаждаемых лопаток это означает существенное повышение температуры металла и соответствующее снижение срока службы.

При эрозии лопаток компрессора, вызванной частицами размером более 10 мкм, происходит затупление передних кромок аэродинамических профилей, что приводит к изменению углов атаки воздушного потока, а также к нежелательному утончению задних кромок лопаток.

Эрозия лопаток ГТ подобна эрозии лопаток компрессора и приводит к износу профиля лопаток вплоть до обнажения каналов охлаждающего воздуха, что вызывает утечки этого воздуха и даже поступление в полость лопаток горячих газов. В результате затрудняется охлаждение пострадавших лопаток, образуются зоны перегрева, и происходит разрушение этих лопаток, которое может привести к повреждению последующего лопаточного аппарата ГТ, а полная его замена в ГТ ГТУ мощностью 150 МВт стоит примерно 5 млн долл. США без учета расходов на выполнение работ (данные зарубежных фирм).

Жидкое топливо или природный газ могут увлекать за собой эрозионные частицы, тогда износу будет подвергаться и топливная система ГТУ. Износ топливных форсунок приводит к ухудшению процесса горения. Количество топлива, впрыскиваемое в КС, локально может возрастать настолько, что это

может привести к негативным изменениям температурного поля горячих газов перед ГТ и образованию локальных зон перегрева на отдельных участках.

6. *Мероприятия по предупредительному техническому обслуживанию.* Входные воздушные фильтры удерживают до 99 % содержащейся в воздухе пыли и других коррозионно-активных примесей. В последние годы за рубежом все чаще применяют двух- или трехступенчатые воздушные фильтры из отдельных пакетов и фильтры пульсирующего типа. Последние автоматически самоочищаются благодаря скачкам давления, возникающим при падении давления из-за забивания фильтра. Последние ступени фильтров необходимо менять с интервалом три-четыре месяца.

Загрязнение фильтров приводит к увеличению их сопротивления, при этом каждое падение давления на 100 Па снижает массовый расход воздуха приблизительно на 0,1 %, что сопровождается снижением выработки электроэнергии примерно на 0,22 % и электрического КПД на 0,07 % в том случае, если температура выходных газов ГТУ поддерживается постоянной. Для предотвращения ухудшения параметров энергетических ГТУ ниже определенного предела необходимо регулярно осматривать и очищать воздушные фильтры комплексного воздухоочистительного устройства (КБОУ).

В районах с континентальным климатом в сухую погоду воздушные фильтры забиваются пылью. Внезапные дожди приводят к растворению солей, содержащихся в пыли, осевшей в фильтрах, и к попаданию высококонцентрированного «рассола» в компрессор и ГТ, поэтому рекомендуется регулярно очищать входные воздушные фильтры от пыли. Вместе с тем, даже самые лучшие воздушные фильтры не могут предотвратить попадание относительно больших количеств пыли в ГТУ. Для ГТУ мощностью 150 МВт, потребляющей в среднем 500 кг/с воздуха, можно наблюдать следующую ситуацию: при средней концентрации пыли 0,5 мг/кг воздуха и КПД воздушных фильтров 99 % за 5000 ч работы агрегата через него может пройти примерно 45 кг пыли. Если концентрация NaCl в пыли составляет около 2 %, то вместе с пылью в компрессор попадет 0,9 кг NaCl. Таким образом, хорошая фильтрация входящего в компрессор воздуха сама по себе еще не обеспечивает достаточной защиты от коррозии, и требуются дополнительные защитные меры. В осевых компрессорах используют антикоррозионные покрытия первых рядов лопаток, например в российской ГТУ типа ГТЭ-180 (проект) первые восемь рядов лопаток компрессора выполнены из титанового сплава.

Для защиты от ускоренной высокотемпературной коррозии лопаток современных ГТ их покрывают антикоррозионными покрытиями при помощи плазменного напыления, осаждения паров металлов и др. По истечении 15—20 тыс. ч работы защитные покрытия приходится возобновлять.

Ранее была отмечена необходимость специальной обработки топлива с учетом конкретных вредных примесей. Ванадий обычно присутствует в топливе в виде растворимых соединений, которые трудно удалить промывкой топлива. При его сгорании образуется пентоксид ванадия с точкой плавления всего 670 °С. Это соединение вызывает сильную коррозию сплавов, из которых изготавливают детали проточной части ГТ. Поэтому для нейтрализации воздействия ванадия в топливо вводится ингибитор — магний. Последний образует с ванадием комплексное соединение, осаждающееся в виде твердых отложений на горячих деталях. В отличие от жидкого оксида ванадия эти отложения не вызывают коррозии, однако они сильно загрязняют

проточную часть. В зависимости от степени загрязнения снижение выработки электроэнергии ГТУ за короткий период может составить до 5 %, поэтому эти отложения необходимо удалять с помощью регулярных промывок.

7. *Очистка компрессора и ГТ энергетической ГТУ.* Основная причина ухудшения характеристик энергетических ГТУ связана прежде всего с периодическими загрязнениями осевого компрессора. Планово-предупредительное техническое обслуживание должно быть направлено на поддержание максимально возможной чистоты компрессора. Его загрязнение выявляется по изменению характеристик компрессора при постоянной температуре выходных газов ГТ в сочетании с пониженным давлением на выходе из компрессора. Обычно состояние первой ступени компрессора является надежным индикатором состояния остальной его части.

Критерием необходимости очистки проточной части компрессора и ГТ служит снижение мощности установки при одинаковых условиях всаса воздуха. Для его оценки используется коэффициент снижения электрической мощности ГТУ:

$$K_N = N_{\text{ГТ загр}}^3 / N_{\text{ГТ чист}}^3, \quad (5.8)$$

где $N_{\text{ГТ загр}}^3$, $N_{\text{ГТ чист}}^3$ — соответственно электрическая мощность генератора ГТУ при загрязненных и чистых компрессоре и газовой турбине, кВт.

Значение коэффициента K_N , при превышении которого рекомендуется проведение очистки, составляет 0,94—0,97. Более точно это значение для конкретной ГТУ находится с учетом экономических факторов.

Измерения для определения коэффициента K_N проводятся при номинальной нагрузке, скорректированной температуре выходных газов ГТУ и при 100 %-ном открытии лопаток ВНА в течение 1 ч.

После проведения очистки проточной части ГТУ необходимо повторно определить коэффициент K_N .

На практике применяют два метода очистки компрессора ГТУ:

1) сухой при помощи абразивных материалов, например риса, ореховой скорлупы, гранулированного материала или их эквивалентов;

2) влажный с помощью воды и моющих средств.

Сухая очистка относительно недорога, но имеет недостатки: возможное повреждение защитного покрытия лопаток компрессора из-за эрозии и оседания отложений, удаленных с лопаток компрессора, в ГТ, что способствует высокотемпературной коррозии. Во избежание этих недостатков в последние годы переходят к влажной очистке компрессоров ГТУ. Такая очистка наиболее эффективна, когда первоначально производится насыщение отложений влагой при малой частоте вращения (примерно 25 % рабочей частоты) с использованием соответствующих моющих средств, а затем очистка с помощью деминерализованной воды. Жидкость, используемая для насыщения, должна быть дренирована из корпуса турбины до очистки для того, чтобы обеспечить удаление из агрегата максимального количества загрязняющих веществ.

На рис. 5.49 приведена система дренажей промывки для ГТУ, работающей только на природном газе. Аналогично для ГТУ, сжигающей как жидкое, так и газообразное топливо, на рис. 5.50 дана такая же система дренажа

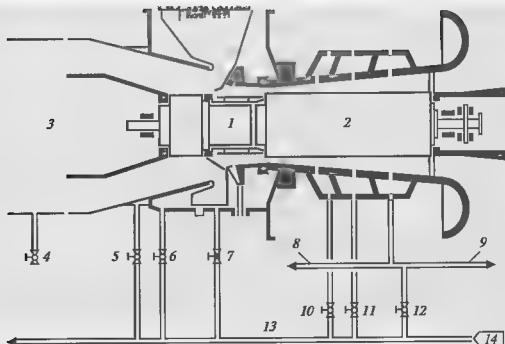


Рис. 5.49. Дренажная система ГТУ типа GT8C (АО «ABB—Невский»), работающей только на природном газе

1 — газовая турбина, 2 — компрессор; 3 — забор воздуха из выходного диффузора; 4—7, 10—12 — краны дренажа воды; 8 — дренаж системы воздушного охлаждения и уплотнения (выход газов ГТ), 9 — дренаж системы воздушного уплотнения (сторона компрессора), 13 — дренажная система ГТ и компрессора, 14 — из воздухозаборной системы

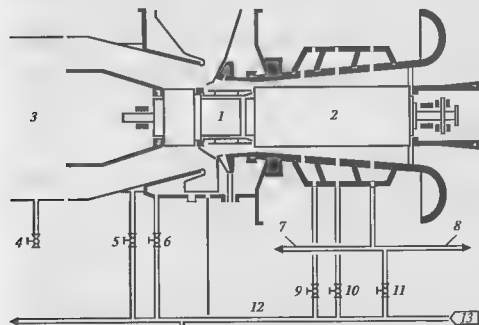
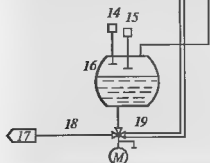


Рис. 5.50. Дренажная система для ГТУ типа GT8C (АО «ABB—Невский»), работающей только на жидком и газообразном топливе

1 — турбина; 2 — компрессор, 3 — выходной диффузор; 4—6, 9, 11 — краны дренажа воды; 7 — дренаж системы охлаждения и уплотнения (сторона турбины); 8 — дренаж системы уплотнения (сторона компрессора); 12 — система дренажей турбины и компрессора, 13 — воздухозаборная система, 14, 15 — измерение уровня в баке; 16 — бак; 17 — в систему сбора топливных дренажей; 18 — система дренажей воды и топлива; 19 — стопорный кран



воды. В первом случае система дренажей воды из компрессора и ГТ 13 выводит промывочную воду в процессе проведения промывки. Для этой цели дренажные краны (5, 6, 10—12) и стопорный кран 7 (см. рис. 5.49) открываются персоналом вручную. В варианте на рис. 5.50 система дренажей воды и топлива из компрессора и ГТ 12 отводит промывочную воду из компрессорного, внутреннего и турбинного корпусов в процессе промывки. Дренажные краны (5, 6, 9—11) открываются персоналом вручную, а стопорный клапан 19 может работать в ручном или автоматическом режиме.

Газотурбинные установки, рассчитанные для работы в режиме базисной нагрузки, не могут быть остановлены для целей очистки, поэтому их можно подвергать этой процедуре при работе на нагрузке, сниженной до 70 % номинальной. Такая очистка менее эффективна, чем двухступенчатая, о которой было сказано выше.

Перед остановом ГТУ на длительный период времени также следует провести очистку компрессора и ГТ, чтобы предотвратить стояночную коррозию.

На газотурбинной электростанции используется специальная промывочная тележка с баком для моющей жидкости, насосом, мини-компрессором, шлангами, кабелями и простыми по своему выполнению разъёмными соединениями для подключения шлангов и кабелей к оборудованию промывки, встроенному во входной патрубок компрессора ГТУ (рис. 5.51).

Методика промывки для различных ГТУ может различаться в деталях. Ниже приводится один из вариантов последовательности промывки.

Энергетическую ГТУ останавливают и расхлаждают. Затем шланги подвода моющей жидкости, воздуха и электрические кабели энергоснабжения насоса и компрессора промывочной тележки присоединяют к ГТУ и щиту электропитания. Выбирают программу (режим) промывки компрессора, состоящую из нескольких этапов. Моющая жидкость распыляется в компрессор через форсунки, установленные радиально вокруг оси ротора, и поступает перпендикулярно направлению движения потока воздуха. После того как моющая жидкость размягчила отложения на лопатках, в течение предусмотренного инструкцией времени компрессор несколько раз промывают водой и затем просушивают. Моющее средство и промывочную воду удаляют через дренажные краны, управляемые вручную. ГТУ может быть введена в работу немедленно после завершения программы промывки.

При эксплуатации российских энергетических ГТУ используются синтетические моющие средства типа «Турбинка» или «Синвал». В последние годы фирмой «Турботест» (г. С.-Петербург) рекомендуется новый моющий раствор марок Т-950 и Т-927, не вызывающий коррозию проточных частей компрессоров и ГТ и безвредный для окружающей среды и эксплуатационного персонала. В табл. 5.8 приведены рекомендации по очистке проточной части компрессоров энергетических ГТУ, предлагаемые этой фирмой.

Современные энергетические ГТУ снабжены соответствующими системами диагностики, которые позволяют обслуживающему персоналу организовать надёжную и безотказную эксплуатацию оборудования и обнаруживать имеющиеся неисправности. Этому способствуют регулярные осмотры (реви-

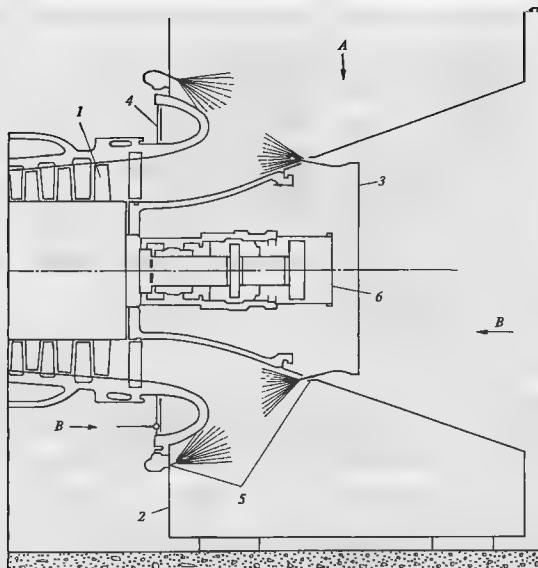


Рис. 5.51. Организация промывки компрессора ГТУ типа GT-8С (АО «АВВ—Невский»)
 1 — компрессор, 2 — входной патрубок; 3 — внутренний коллектор системы промывки; 4 — внешний коллектор системы промывки, 5 — форсунки; 6 — промывочная тележка; А — вход воздуха; В — подвод моющей жидкости от промывочной тележки

зин), выполняемые персоналом электростанции, периодичность которых зависит от рекомендаций фирм-изготовителей ГТУ:

Характер ревизии	Время между ревизиями, тыс. ч	Продолжительность ревизии, дни
Профилактический осмотр	8	4—5
Текущий осмотр	16	4—5
Длительный осмотр	24	10—12
Капитальный ремонт	40	10—15

Среднее время простоя энергетических ГТУ в течение пяти лет эксплуатации (включая четыре текущих и один капитальный ремонт) может составить 6—8 дней в год, т.е. 2,2 % календарного времени.

Оценка надежности энергетических ГТУ осуществляется с помощью коэффициента готовности, который для отечественных и зарубежных установок находится на уровне 96—99 %.

Таблица 5.8 Рекомендуемые параметры при очистке компрессора ГТУ

Параметр	Тип ГТУ (фирма)					
	GT-35 (ABB)	GT-10 (ABB)	GT-8 (ABB)	GT-13E2 (ABB)	V94 2 (Siemens)	ГТЭ-150 (АО ЛМЗ)
<i>На работающем компрессоре</i>						
Число циклов очистки в год	40	40	40	40	40	40
Число форсунок, шт.	22	18	24	40	40	42
Время впрыска, мин	10	10	10	15	15	15
Расход раствора, л/мин	8,4	6,9	9,2	15,3	15,3	32,2
Количество раствора на одну промывку, л	84	69	92	230	230	483
Количество концентрата на одну промывку, л	17	14	18	46	46	96,6
Количество концентрата на 40 промывок, л	680	552	736	1840	1840	3864
<i>На неработающем компрессоре</i>						
Число циклов очистки в год	6	6	6	6	6	6
Число форсунок, шт.	5	4	7	11	9	12
Время впрыска, мин	2	2	5	5	5	3
Расход раствора, л/мин	35	30	116	182	390	408
Количество раствора на одну промывку, л	70	60	578	908	1949	1224
Количество концентрата на одну промывку, л	14	12	116	182	390	244,8
Количество концентрата на шесть промывок, л	84	72	696	1092	2340	1468
Потребность концентрата в год, л, итого	759	624	1429	2929	4178	5332

Примечание. Соотношение смешивания (1 : 4) — одна часть моющего раствора марки Т-950 и четыре части деминерализованной воды.

В процессе работы ГТУ некоторые осевые зазоры между неподвижными и вращающимися элементами ГТ могут измениться. Размер и темп изменения зазоров зависят от ряда факторов, таких как температура, перепады давлений, интенсивность изменения нагрузки и длительность работы. Периодическое измерение абсолютных осевых зазоров позволяет определить скорость изменения размера зазора и заранее спланировать время и объем необходимого технического обслуживания.

Ряд замеров можно выполнить, не снимая кожуха ГТ, КС и других элементов ГТУ. В их корпусах предусмотрены небольшие отверстия, которые проходят через неподвижный кожух в точке, например, между сопловым аппаратом и лопатками ГТ. Осевые зазоры измеряют специальным конусным калибром в сочетании с бороскопом (рис. 5.52).

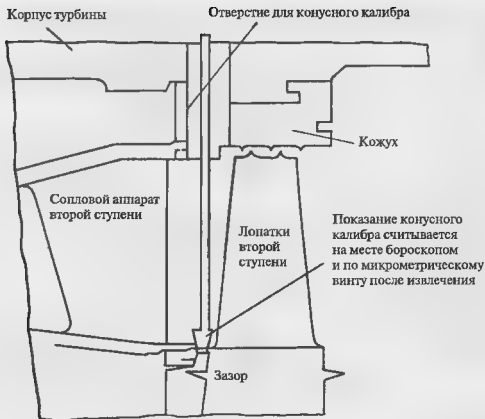


Рис. 5.52. Пример осмотра бороскопом сопла второй ступени ГТУ типа MS16 (General Electric)

Программа обследования бороскопом включает в себя:

- базовый осмотр и регистрацию полученных результатов как в письменной форме, так и с помощью фотографии;
- периодический осмотр и регистрацию результатов.

Эксплуатация энергетических ГТУ сопряжена с повышенной пожаро- и взрывоопасностью, с обеспечением электробезопасности. Необходимо проводить регулярный инструктаж, обучение персонала и постоянный контроль за соблюдением правил охраны труда и техники безопасности.

5.8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ С ВЫХОДНЫМИ ГАЗАМИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

При сжигании углеводородных топлив в топливосжигающих устройствах ГТУ в продуктах сгорания образуются токсичные соединения, все многообразие которых можно разделить на следующие группы:

продукты полного сгорания горючих компонентов топлива — углекислый газ CO_2 , водяные пары H_2O , оксиды серы SO_2 и SO_3 ;

компоненты неполного сгорания топлива — свободный углерод C , оксид углерода CO , различные углеводороды C_xH_y (в том числе бензапирен $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$);

оксиды азота NO и NO_2 ;

золотые частицы, образующиеся из негорючих минеральных примесей.

К наиболее токсичным относятся компоненты второй и особенно третьей групп.

Таблица 5.9. Предельно допустимые концентрации вредных веществ

Выброс	ПДК токсичных составляющих, мг/м ³						
	Сажа С	Оксид угле- рода СО	Углеводо- роды C _x H _y	Бензапи- рен C ₂₀ H ₁₂	Оксид серы SO ₂	Оксиды азота	
						NO	NO ₂
На рабочем месте	3,5	20	300	0,000150	—	30	9
В воздух насе- ленных пунктов	0,05 *	1	2,5	0,000001	0,05	—	0,085
	0,15	3	5	—	0,50		0,085

* В числителе приведены среднесуточные значения, в знаменателе — максимально разовые

В целях ограничения загрязнения окружающей среды в большинстве развитых стран введены нормы на содержание вредных веществ, поступающих в атмосферу с отработавшими газами топливосжигающих устройств. В Российской Федерации санитарно-гигиеническими нормами установлены предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных выбросов на рабочем месте и в атмосферном воздухе — максимально разовые (ПДК_{мр}) и среднесуточные (ПДК_{сс}). Значения ПДК для ряда вредных веществ приведены в табл. 5.9.

Концентрации вредных выбросов можно разделить на *объемные* C_V и *массовые* C_m . Объемная концентрация представляет собой отношение объема данного вещества к объему всего потока газов. Единицей измерения такой концентрации является 1 ppm (part per million) = млн⁻¹ (объем) = 1 см³/м³.

Объемная концентрация не зависит от давления и температуры газа и ее не нужно приводить к заданным условиям.

Массовая концентрация характеризует массу вещества в 1 м³ газов, г/м³ или мг/м³. Она зависит от давления и температуры среды, и ее необходимо приводить к нормальным условиям (0 °С; 0,1013 МПа) с помощью соотношения

$$C_m^n = C_m \frac{273 + T_r}{273} \frac{0,1013}{p_r} \quad (5.9)$$

Массовая (г/м³) и объемная (ppm) концентрации связаны между собой зависимостью

$$C_{mi} = K_i C_{Vi} \quad (5.10)$$

Коэффициент пересчета K_i (0 °С; 0,1013 МПа)

Вещество	NO ₂	NO	SO ₂	CO ₂	CO	O ₂	H ₂ S
Коэффициент K_i , 10 ⁻³ ...	2,053	1,339	2,926	1,977	1,250	1,429	1,539

Массовую и объемную концентрации необходимо пересчитывать на стандартные условия в соответствии с ГОСТ Р50831-95 «Нормативы удельных выбросов в атмосферу» (М.: Изд-во стандартов, 1996). Для паровых и водогрейных котлов такими условиями являются $\alpha_{yx} = 1,4$; $T = 0$ °С; $p = 0,1013$ МПа. Применительно к ГТУ концентрацию вредных веществ определяют при объемной концентрации кислорода в газах $O_2 = 15$ %.

Массовый выброс вредных веществ в окружающую среду в единицу времени обозначают M_i , г/с. Этот же выброс за месяц, квартал, год называют валовым выбросом, и измеряют, например, в тоннах в год.

Массовый выброс оксидов азота NO_x в пересчете на NO_2 в атмосферу с выходными газами энергетической ГТУ можно определить из выражений:

А. При сжигании газообразного топлива, г/с,

$$M_{\text{NO}_2} = C_{\text{NO}_2} V_{\Gamma}^{\text{H}} \frac{B_{\Gamma\Gamma}}{\rho_{\Gamma\text{топл}}^{\text{c}}} 10^{-3}. \quad (5.11)$$

Здесь C_{NO_2} — массовая концентрация оксидов азота, мг/м³, в выходных газах ГТУ, определенная при концентрации кислорода O_2 в них 15 %. Если концентрация оксидов азота NO_x в газах ГТУ приводится в объемных единицах (ppm), то пользуются соотношением

$$C_{\text{NO}_2} = K_i \text{NO}_x; \quad (5.12)$$

V_{Γ}^{H} — объем, м³/м³, дымовых газов при сжигании 1 м³ топлива с избытком воздуха $\alpha > 1$ по формулам, приведенным в нормативном методе теплового расчета котлов [16]; $B_{\Gamma\Gamma}$ — расход, кг/с, природного газа в КС ГТУ, сжигаемого при $\alpha = \alpha_{\text{КС}}$ (см. гл. 3); $\rho_{\Gamma\text{топл}}^{\text{c}}$ — плотность, кг/м³, сухого природного газа [16].

В тех случаях, когда концентрация вредных веществ дана для концентрации O_2 в них не равной 15 %, ее приводят к нормативному значению по соотношению

$$C_{\text{NO}_2}^* = C_{\text{NO}_2} \frac{21 - 15}{21 - \text{O}_2}, \quad (5.13)$$

где $C_{\text{NO}_2}^*$ — концентрация NO_2 при концентрации O_2 15 %;

Б. При сжигании жидкого топлива, г/с,

$$M_{\text{NO}_2} = C_{\text{NO}_2} V_{\Gamma}^{\text{H}} B_{\Gamma\Gamma} \cdot 10^{-3}. \quad (5.14)$$

Массовые выбросы оксидов серы SO_x и других вредных веществ определяют аналогичным образом.

Пример. Определить массовые выбросы NO_x при эксплуатации: а) энергетической ГТУ; б) энергоблока мощностью 300 МВт:

а) энергетическая ГТУ типа MW701G фирмы «Mitsubishi». Для условий ISO известны следующие параметры ее работы при номинальной нагрузке:

Электрическая мощность (брутто), $N_{\Gamma}^{\text{э}}$	334 МВт
КПД производства электроэнергии (брутто), $\eta_{\Gamma}^{\text{э}}$	39,5 %
Расход органического топлива (100 %-ный метан при $Q_i^{\Gamma} = 50\,056$ кДж/кг), $B_{\Gamma\Gamma}$	16,892 кг/с
Объемная концентрация оксидов азота в газах ГТУ	10 ppm

Определяем массовую концентрацию оксидов азота при концентрации O_2 в выходных газах ГТУ 15 % (5.13):

$$C_{NO_2} = 2,052 \cdot 10 = 20,52 \text{ мг/м}^3.$$

Рассчитываем объем дымовых газов при сжигании 1 м³ природного газа и избытке воздуха в КС ГТУ $\alpha_{КС} = 2,42$ [16]: $V_r^n = 23,409 \text{ м}^3/\text{м}^3$, а также плотность сухого природного газа [16]: $\rho_{г.топл}^c = 0,716 \text{ кг/м}^3$.

Массовый выброс оксидов азота с выходными газами ГТУ

$$M_{NO_2} = 20,52 \cdot 23,409 \frac{16,892}{0,716} 10^{-3} = 11,33 \text{ г/с};$$

б) конденсационный энергоблок мощностью 300 МВт с паровым котлом типа ТГМП-314П (ОАО «Таганрогский котельный завод») и паровой турбиной типа К-300-240-6 (ОАО ЛМЗ). В сопоставимых условиях имеют место следующие параметры блока:

Электрическая нагрузка (брутто), $N_{э.бл}$ 334 МВт

КПД производства электроэнергии (брутто), $\eta_{э.бл}^{бр}$ 41 %

Массовая концентрация оксидов азота, C_{NO_2} 140 мг/м³

Топливо — 100 %-ый метан при $Q_i^t = 50\,056 \text{ кДж/кг}$

Рассчитываем объем дымовых газов котла при сжигании 1 м³ природного газа с избытком воздуха $\alpha = 1,4$ в соответствии с ГОСТ Р50831-95: $V_r^n = 14,542 \text{ м}^3/\text{м}^3$, и плотность сухого природного газа: $\rho_{г.топл}^c = 0,716 \text{ кг/м}^3$ [16].

Расход природного газа, сжигаемого в топке парового котла,

$$B_{п.к} = \frac{N_{э.бл}}{Q_i^t \eta_{э.бл}^{бр}} = \frac{334\,000}{50\,056 \cdot 0,41} = 16,274 \text{ кг/с}.$$

Массовый выброс оксидов азота в уходящих газах парового котла энергоблока составит (5.11)

$$M_{NO_2} = 140 \cdot 14,542 \frac{16,274}{0,716} 10^{-3} = 46,27 \text{ г/с}.$$

Следовательно, при одинаковой электрической нагрузке энергетическая ГТУ с высокоэффективной двухступенчатой КС генерирует в 4 раза меньший массовый выброс оксидов азота, чем энергоблок мощностью 300 МВт; за год разница валового выброса для этих двух установок составит при числе часов использования установленной мощности $h_r = 8000 \text{ ч/год}$:

$$\Delta M_{NO_2} = \frac{3600 h_r}{10^6} (M_{псу} - M_{ГТУ}) = 28,8(46,27 - 11,33) = 1006,3 \text{ т/год}.$$

Контрольные вопросы

1. Объясните назначение блочных систем топливоподачи и маслоснабжения ГТУ.
2. Как устроено комплексное воздухоочистительное устройство ГТУ и какие функции оно выполняет?
3. Каково назначение станционной системы топливоподачи ГТУ?
4. Перечислите основные этапы пуска энергетической ГТУ и их особенности
5. В каких случаях необходимо осуществлять аварийный останов ГТУ?
6. Как влияет вид сжигаемого топлива на техническое обслуживание ГТУ?
7. Что называют эквивалентным временем эксплуатации ГТУ и как оно рассчитывается?
8. Как влияют условия окружающей среды на работу элементов технологической схемы ГТУ? Приведите примеры эрозии и коррозии этих элементов.
9. Почему необходима периодическая очистка компрессора ГТУ и как она осуществляется?

ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

6.1. СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

Энергетические ГТУ отличаются от паросиловых установок с паровыми турбинами тем, что они редко работают в *расчетном режиме* (параметры этого режима по условиям ISO: $T_{н.в} = +15^\circ\text{C}$; $p_{н.в} = 0,1013\text{ МПа}$; $\varphi_{н.в} = 60\%$). В процессе эксплуатации энергетических ГТУ почти непрерывно изменяются не только параметры забираемого из атмосферы рабочего тела — воздуха, но также в незначительных пределах качество топлива, давление выходных газов ГТУ и др. В результате меняются основные технические данные установки: ее мощность, электрический КПД, потребление топлива, параметры выходных газов и др. Энергетическая ГТУ большую часть времени работает в *нерасчетном (переменном) режиме*.

Для одновальной ГТУ, выполненной по простой схеме, параметры рабочего тела определяются из условий совместной работы осевого компрессора, КС и ГТ.

Определение характеристик ГТУ в нерасчетных режимах позволяет выявить и оценить не только влияние внешних факторов, но и воздействие загрязнения проточной части установки, изменения зазоров и утечек рабочего тела и др.

Работа ГТУ в нерасчетном режиме характеризуется определенным сочетанием параметров и может быть описана статической характеристикой установки. Равновесным режимам ГТУ свойственны соответствующие параметры рабочего тела. Совокупность параметров этих режимов наносят на универсальную характеристику осевого компрессора, которую совмещают с характеристикой ГТ. Параметры работы осевого компрессора определяются точкой, в которой пересекаются его характеристики с характеристиками сети — ГТ. Для ГТ они приближенно выражаются известным уравнением Флюгеля—Стодола, которое для одновальной ГТУ принимает вид

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \sqrt{\frac{\lambda_1^2 \pi_K^2 - 1}{\lambda_{10}^2 \pi_{K0}^2 - 1}}, \quad (6.1)$$

где G , G_0 — расход рабочего тела в расчетном и базовом режимах, кг/с; T_1 , T_{10} — температуры этого тела, К; λ_1 , λ_{10} — коэффициенты гидравлических потерь; π_K , π_{K0} — степени повышения давления воздуха.

В качестве примера принята простая одновальная ГТУ, состоящая из осевого компрессора, КС и ГТ. В этой схеме ГТ следует рассматривать как некую сеть со своим сопротивлением, на которую работает осевой компрессор.

Пространство точек отдельных равновесных режимов, нанесенных на характеристику компрессора, образует соответствующие режимные линии,

имеющие различный характер для энергетических и приводных ГТУ. Каждая точка режимной линии отвечает балансовым уравнениям расхода рабочего тела, мощности, отношений давлений (рис. 6.1).

Балансовые уравнения позволяют нанести на характеристику осевого компрессора линии начальной температуры газов перед газовой турбиной $T_{нт}$ и соответствующего расхода топлива $B_{ГТ}$ по уравнению теплового баланса КС. Каждая режимная линия должна удовлетворять балансу мощности. Ход режимных линий энергетических ГТУ зависит также от конструктивной схемы установки и характеризуется условием $n = \text{const}$.

На диаграмме (рис. 6.1) можно выделить ряд ограничений, которые оказывают влияние на режимы работы энергетической ГТУ:

режим *границы помпажа* компрессора (линия $I-L$). В гл. 2 показано, что в условиях эксплуатации обычно принимается некое приближение к этой границе, оцениваемое коэффициентом запаса устойчивости $K_y \approx 1,1-1,15$ [см. (2.15)];

режимы изменяющейся *приведенной частоты вращения*, представленные на рис. 6.1 в виде изодром $\bar{n}_{\min} - \bar{n}_{\max}$. Нижняя изодрома $\bar{n}_{\min}$ определяет границу надежной работы КС и динамическую устойчивость режима работы всей ГТУ. Верхняя изодрома $\bar{n}_{\max}$ связана с требованиями к прочности ротора и лопаточного аппарата. Значение приведенной частоты вращения рассчитывается из выражения

$$\bar{n}_{\text{пр}} = \sqrt{288/T_{нв}}, \quad (6.2)$$

где $T_{нв}$ — температура наружного воздуха в нерасчетном режиме, К;

режимы изменения *начальной температуры газов* перед ГТ. Минимальное значение $T_{нт}^{\min}$ определяется устойчивостью и эффективностью сжигания топлива в КС, а максимальное значение $T_{нт}^{\max}$ превышает расчетное значение номинального режима на 20—40 °С ($T_{нт}^{\max} = T_{нт}^H + (20-40)$) и зависит от конструктивных материалов проточной части ГТ и принятой системы охлаждения.

На рис. 6.2 изображена зона допустимых режимов работы энергетической ГТУ. Внутри этой зоны располагаются расчетный (базовый) режим работы по условиям ISO и все нерасчетные (переменные) режимы.

На изодроме $\bar{n}_p = 1$ (см. рис. 6.1) точка I определяет расчетный режим при номинальной начальной температуре газа перед газовой турбиной $T_{нт}^H$. Этому режиму соответствуют удельный приведенный расход воздуха $\bar{G}_{\text{пр}} = 1,0$, расчетная степень повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_{кр}$ и изэнтропный КПД компрессора $\eta_{кр}$ (линии КПД приведены на рис. 2.9, б).

При сохранившихся параметрах наружного воздуха ($\bar{n}_p = \text{const}$) понижение температуры газов перед ГТ с $T_{нт}^H$ до $T_{нт2}^H$ при воздействии на топлив-

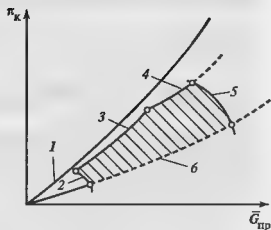
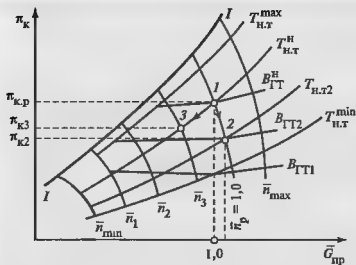


Рис. 6.1. Совмещенные характеристики компрессора и ГТ одновальной энергетической ГТУ

$I-I$ — граница помпажного режима осевого компрессора; $T_{нт}^{max}$ — линия предельной начальной температуры газа перед ГТ; $T_{нт}^{min}$ — линия минимальной начальной температуры газа перед ГТ; $\bar{n}_{min}$ — изодрома минимальной приведенной частоты вращения ротора ГТУ; $\bar{n}_{max}$ — изодрома максимальной приведенной частоты вращения ротора ГТУ, $B_{ГТ1}$, $B_{ГТ2}$, $B_{ГТ}^н$ — соответственно расход топлива для различных условий работы ГТУ (индекс «н» соответствует расчетной начальной температуре газов перед ГТ $T_{нт}^н$); точка 1 — расчетный режим (по ISO), точка 2 — нерасчетный режим при $T_{н.в} = \text{const}$; $T_{нт} = \text{var}$, точка 3 — нерасчетный режим при $T_{нт} = \text{const}$; $T_{н.в} = \text{var}$

Рис. 6.2. Зона допустимых режимов работы ГТУ

1 — граница помпажа; 2 — линия постоянной минимально допустимой частоты вращения ротора, 3 — граница режимов работы с запасом по помпажу; 4 — линия постоянной максимально допустимой частоты вращения ротора; 5 — линия предельной частоты вращения ротора; 6 — линия минимально допустимой температуры газа перед турбиной

ные клапаны переводит энергетическую ГТУ из расчетного режима 1 в нерасчетный режим 2. При этом увеличивается расход рабочего тела и уменьшается степень повышения давления воздуха в компрессоре. Вместе с тем повышение, например, температуры наружного воздуха переводит работу установки в режим, соответствующий изодrome $\bar{n}_3$ компрессора, и при неизменной начальной температуре газов ГТУ переходит в другой нерасчетный режим работы 3. Этому режиму соответствует своя степень повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_{к3}$.

6.2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ В НЕРАСЧЕТНОМ РЕЖИМЕ (ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ)

Характеристики компрессора, ГТ и КС (см. рис. 6.1) позволяют провести расчет тепловой схемы энергетической ГТУ в нерасчетном режиме и определить основные показатели ее работы в этом режиме в условиях эксплуатации. Основной особенностью показателей ГТУ является их зависимость от параметров окружающей среды. В литературе отсутствует общепринятая методика

расчета указанной тепловой схемы, а отдельные фирмы-изготовители оборудования используют свои собственные методики, в которые вносятся соответствующие коррективы после обкатки первых образцов нового типа ГТУ.

Исходными данными расчета тепловой схемы энергетической ГТУ служат параметры засасываемого компрессором наружного воздуха, расчетная температура газов перед ГТ, совмещенные характеристики компрессора и ГТ (см. рис. 6.1), характеристики и вид сжигаемого в КС ГТУ топлива, а также расчетные параметры тепловой схемы в базовом режиме ($T_{нв} = +15^\circ\text{C}$). При расчете схемы используют и другие данные и конструктивные характеристики установки [14].

Расчет тепловой схемы начинают с определения параметров рабочего тела в осевом компрессоре, используя в качестве исходных данных координаты точки нерасчетного режима на рис. 6.1 (например, точку 3). Уточняют рабочую изодрому компрессора, степень повышения давления воздуха, изэнтропный КПД компрессора, а также ряд характеристик работы компрессора: давление воздуха на входе в компрессор, МПа,

$$P_{нк} = P_{нв} (1 - \xi_{вх}), \quad (6.3)$$

где $\xi_{вх}$ — коэффициент гидравлических потерь входного тракта компрессора; расход воздуха через компрессор в нерасчетном режиме, кг/с,

$$G_k = G_0 \bar{G}_{пр} \bar{n}_{пр} P_{нк} / P_{нк0}, \quad (6.4)$$

где G_0 — расход воздуха через компрессор в базовом режиме, кг/с; $P_{нк0}$ — давление воздуха на входе в компрессор в базовом режиме, МПа ($T_{нв} = +15^\circ\text{C}$); работа сжатия воздуха компрессором, кДж/кг,

$$H_k = T_{нв} c_p (\pi_k^{R_v/C_{pm}} - 1), \quad (6.5)$$

где $T_{нв}$, c_p — температура (К) и теплоемкость (кДж/(кг · К)) наружного воздуха; $R_v = 0,287$ кДж/(кг · К) — газовая постоянная воздуха; C_{pm} — среднеарифметическое значение среднелогарифмических теплоемкостей воздуха в интервале температур $T_{нв} - T_{кк}$;

температура сжатого воздуха за компрессором, К,

$$T_{кк} = T_{нв} \left[1 + \frac{(\pi_k^{R_v/C_{pm}} - 1)}{\eta_k} \right], \quad (6.6)$$

где η_k — изэнтропный КПД компрессора. Значения H_k , $T_{кк}$ определяют методом последовательных приближений, задавая значение $T_{кк}$ и уточняя его;

давление воздуха за компрессором, МПа,

$$P_{кк} = P_{нк} \pi_k. \quad (6.7)$$

Тепловая схема осевого компрессора современных энергетических ГТУ усложнена наличием нескольких отборов охлаждающего воздуха как за ступенями проточной части, так и на выходе из компрессора. Количество этого воздуха (см. гл. 4) составляет в зависимости от параметров установки 6—10 % рабочего тела, что уменьшает потребляемую компрессором

мощность. В результате сложных теплогидравлических расчетов [3, 9] определяют:

необходимые количества воздуха, отбираемого из отдельных отсеков проточной части компрессора $G_{\text{охл}i}$, кг/с;

требуемое давление охлаждающего воздуха и номер отсека компрессора, из которого его отбирают.

Для выполнения этих расчетов необходима подробная информация о температурных и гидравлических параметрах системы, конструкции элементов проточной части, материалах, из которых они изготовлены, и др. Этой информацией в достаточной мере владеет фирма-изготовитель ГТУ, которая и выполняет эти расчеты на стадии проектирования. Расчеты проверяются и уточняются при обкатке первых образцов нового оборудования.

Результаты расчетов системы охлаждения ГТ используются для определения давления, создаваемого компрессором до точки отбора охлаждающего воздуха, и температуры в этой точке. Далее рассчитываются следующие показатели:

расход воздуха, направляемого в КС ГТУ, кг/с,

$$G_{\text{КС}} = G_{\text{к}} - \left(G_{\text{ут}} + \sum_i^n G_{\text{охл}i} \right), \quad (6.8)$$

где $G_{\text{ут}} = (0,003 \div 0,005) G_{\text{к}}$ — утечки воздуха через наружные уплотнения компрессора;

доля охлаждающего воздуха в схеме ГТУ, кг/кг,

$$g_{\text{охл}} = \sum_i^n G_{\text{охл}i} / G_{\text{к}}; \quad (6.9)$$

внутренняя мощность, потребляемая компрессором ГТУ с учетом охлаждающего воздуха, кВт,

$$N_{\text{ик}} = \frac{G_{\text{КС}} H_{\text{к}} + \sum_i^n (G_{\text{охл}i} H_i)}{\eta_{\text{к}}}, \quad (6.10)$$

где H_i — работа сжатия воздуха компрессором до точки соответствующего отбора на охлаждение, кДж/кг.

Энтальпию сжатого воздуха за компрессором $h_{\text{кк}}$ определяют с помощью таблиц теплофизических свойств воздуха и газов по температуре $T_{\text{кк}}$, параметру состава газа (воздуха) $\beta_{\text{г}} = \beta_{\text{в}} = 1,0$ и молекулярной массе $\mu_{\text{в}} = 28,97$.

На следующем этапе расчета тепловой схемы энергетической ГТУ в нерасчетном режиме выполняют тепловой расчет КС установки: рассчитывают расход сжигаемого в ней топлива $B_{\text{ГТ}}$ [см. гл. 3, (3.19)], параметры газа

перед ГТ: энтальпию $h_{\text{нт}}$ и избыток воздуха $\alpha_{\text{КС}}^{\text{расч}}$. Для этого используют уравнение теплового баланса (3.17). Рассчитывают также относительный расход топлива, кг/кг,

$$g_{\text{ГТ}} = B_{\text{ГТ}} / G_{\text{к}}. \quad (6.11)$$

Далее при расчете тепловой схемы ГТУ определяют основные параметры рабочего тела в ГТ, среди которых можно выделить [14]:

расход газов на входе в ГТ, кг/с,

$$G_{HT} = G_{KC} + B_{GT}; \quad (6.12)$$

давление газов на входе в ГТ, МПа,

$$P_{HT} = P_{HV} \pi_K (1 - \xi_{BK})(1 - \xi_{K-T}) = P_{KK} (1 - \xi_{K-T}), \quad (6.13)$$

где ξ_{K-T} — коэффициент гидравлических потерь тракта «компрессор—КС—вход в ГТ»;

давление газов за ГТ, МПа,

$$P_{KT} = P_{HV} (1 + \xi_{BKH}), \quad (6.14)$$

где ξ_{BKH} — коэффициент гидравлических потерь в выходном тракте ГТУ (диффузор, газовый шибер, газоходы с поворотами, дымовая труба с учетом самотяги);

степень расширения газов в ГТ

$$\pi_{GT} = P_{HT} / P_{KT}; \quad (6.15)$$

температуру смеси газов и охлаждающего воздуха на выходе из ГТ T_{CM} .

Эту температуру определяют из уравнения смешения двух условно выделяемых потоков: а) газов, расширяющихся в ГТ от начальной T_{HT} до конечной T_{KT} температуры; б) нескольких потоков охлаждающего воздуха G_{OXL} , которые поступают в различные точки проточной части ГТ с соответствующей температурой. Они вместе с газами расширяются до конечной температуры $T_{KB} \approx (0,8—0,82)T_{KK}$ [9 и др.];

внутреннюю мощность ГТ N_{iGT} , кВт. При использовании сложных схем охлаждения проточной части турбины обычно ее определяют по методикам фирм-изготовителей, которые, как правило, не публикуются. Существуют приближенные методы оценки, которые использованы, в частности, в [14].

Дополнительно рассчитывают:

избыток воздуха в смеси газов за ГТ

$$\alpha_{CM} = \frac{G_{KC} + \sum_{i=1}^n G_{OXLi}}{B_{GT} L_0}, \quad (6.16)$$

где L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива, кг;

объемную концентрацию кислорода в выходных газах ГТУ, %,

$$O_{2CM} = 21(\alpha_{CM} - 1)/\alpha_{CM}. \quad (6.17)$$

В заключительной части расчета тепловой схемы энергетической ГТУ определяют ее энергетические показатели:

электрическую мощность ГТУ на выводах электрогенератора, кВт,

$$N_{\Gamma}^{\varepsilon} = (N_{iGT} \eta_{м GT} - N_{iK} / \eta_{м K}) \eta_{\varepsilon \Gamma} = N_{\Gamma}^e \eta_{\varepsilon \Gamma}, \quad (6.18)$$

Таблица 6.1. Показатели расчета тепловой схемы энергетической ГТУ типа ГТЭ-115-1170

(топливо—природный газ, $Q_f = 47\,317$ кДж/кг; номинальная нагрузка)

Показатель	Температура наружного воздуха $T_{нв}$, °C											
	+45			+15			-5			-25		-40
	1170	1000	1170	1170	1000	1170	1170	1000	1170	1000	1110	1000
Начальная температура газов $T_{к,г}$, °C	353,6	355,5	395	395	396	423,7	424,1	452,5	452,5	452,9	474,1	474,5
Массовый расход воздуха в компрессор G_k , кг/с	10,94	10,36	12,27	12,27	11,60	13,20	12,46	14,12	14,12	13,33	14,51	14,0
Степень повышения давления воздуха в компрессоре π_k	87,1	87,2	86,5	86,5	86,8	85,3	85,9	83,2	83,2	83,7	81,3	81,5
Изоэнтропный КПД компрессора $\eta_{к,г}$, %	310,7	301,2	300,8	300,8	291,5	291,8	282,8	280,4	280,4	271,9	267,7	262,4
Удельная работа сжатия воздуха в компрессоре H_k , кДж/кг	1,099	1,041	1,230	1,230	1,163	1,323	1,249	1,414	1,414	1,335	1,453	1,400
Давление воздуха за компрессором $P_{к,г}$, МПа	392	381	355	355	344	331	319	307	307	295	285	278
Температура воздуха за компрессором $T_{к,г}$, °C	299,4	303,6	334,9	334,9	338,9	359,7	363,5	384,3	384,3	388,5	404,2	407,1
Массовый расход воздуха, поступающего в КС ГТУ, $G_{к,г}$, кг/с	15,3	14,6	15,2	15,2	14,4	15,1	14,3	15,1	15,1	14,2	14,7	14,2
Доля охлаждающего воздуха, поступающего из компрессора в ГТ, $C_{охл}$, %	124 547	121 335	135 615	135 615	131 449	143 139	137 969	150 652	150 652	145 423	154 232	150 996
Внутренняя мощность компрессора $N_{к,г}$, кВт	298 589	233 174	348 690	348 690	275 036	384 880	305 667	421 994	421 994	337 063	418 657	361 266
Теплота, подводимая с топливом в КС ГТУ ($\eta_{к,г} = 0,99 = \text{const}$) $Q_{к,г}$, кВт	6,311	4,928	7,370	7,370	5,893	8,135	6,461	8,919	8,919	7,124	8,849	7,636
Расход топлива КС $B_{г,г}$, кг/с	2,86	3,71	2,74	2,74	3,51	2,66	3,39	2,6	2,6	3,28	2,75	3,21
Избыток воздуха за КС ГТУ $\alpha_{к,г}$ ($I_0 = 16,6$ кг/кг)	1,071	1,015	1,199	1,199	1,134	1,289	1,217	1,379	1,379	1,302	1,417	1,365
Начальное давление газов перед ГТ $P_{н,г}$, МПа	0,104	0,104	0,105	0,105	0,105	0,106	0,105	0,106	0,106	0,105	0,106	0,106
Давление газов на выходе из ГТ $P_{к,г}$, МПа	91,0	91,0	91,0	91,0	91,3	90,8	91,3	90,6	90,6	91,3	90,8	91,2
КПД газовой турбины $\eta_{г,г}$, %	219 218	190 156	253 886	253 886	220 432	278 085	241 693	302 024	302 024	263 149	305 636	279 188
Внутренняя мощность газовой турбины $N_{г,г}$, кВт	1,76	1,57	1,87	1,87	1,68	1,94	1,75	2,00	2,00	1,81	1,98	1,85
Отношение мощностей ГТ и компрессора в ГТУ β_N	358,2	358,7	400,6	400,6	400	429,9	428,7	459,3	459,3	458,1	480,8	480
Массовый расход газов на выходе ГТУ $G_{к,г}$, кг/с	540	449	522	522	431	512	421	503	503	412	464	406
Температура выходных газов ГТУ $T_{к,г}$, °C	3,36	4,33	3,21	3,21	4,09	3,12	3,94	3,04	3,04	3,82	3,21	3,73
Избыток воздуха в выходных газах ГТУ $\alpha_{г,г}$	92 266	66 803	115 473	115 473	86 664	131 937	101 183	148 117	148 117	114 975	148 148	125 284
Электрическая мощность ГТУ $N_{г,г}$, кВт	30,90	28,65	33,12	33,12	31,51	34,28	33,10	35,10	35,10	34,11	35,39	34,68
КПД производства электроэнергии брутто ГТУ $\eta_{г,г}$, %												

где $\eta_{мГТ}$, $\eta_{мк}$ — КПД механических потерь соответственно ГТ и осевого компрессора; $\eta_{эг}$ — КПД электрогенератора; N_r^e — эффективная мощность на валу ГТУ (на муфте), кВт;

КПД ГТУ производства электроэнергии брутто

$$\eta_r^{эбр} = \frac{N_r^e}{B_{ГТ}(Q_f^r + h_r)}, \quad (6.19)$$

где h_r — энтальпия топлива;

КПД ГТУ нетто отпуска электроэнергии

$$\eta_r^{эн} = \eta_r^{эбр}(1 - \varepsilon_{сн}^r), \quad (6.20)$$

где $\varepsilon_{сн}^r$ — доля расхода электроэнергии на собственные нужды ГТУ в условиях эксплуатации с учетом работы дожимного компрессора и других потребителей электроэнергии;

$b_y^{рн}$ — удельный расход условного топлива нетто отпуска электроэнергии, г/(кВт · ч),

$$b_y^{рн} = 122,8 / \eta_r^{эн}. \quad (6.21)$$

Научно-исследовательские и проектно-конструкторские организации при проектировании газотурбинных и парогазовых электростанций используют так называемые заводские характеристики ГТУ. Они зависят от параметров наружного воздуха, вида сжигаемого топлива, нагрузки и др. В табл. 6.1 приведены основные данные расчета тепловой схемы энергетической ГТУ типа ГТЭ-115-1170 (ОАО «Турбоатом»).

6.3. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ НАГРУЗКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ

В гл. 1 было показано, что мощность энергетической ГТУ зависит от расхода рабочего тела G и удельной полезной работы $H_{ГТУ}$ (внутренняя мощность установки составляет $N_i = GH_{ГТУ}$). Из этого следует, что изменение электрической нагрузки ГТУ можно осуществить изменением расхода G или удельной полезной работы $H_{ГТУ}$, т.е. если применить *количественный* или *качественный* способ регулирования.

Наиболее выгодно количественное регулирование [3, 9] при практически неизменных температуре и давлении рабочего тела. Полностью такой способ регулирования можно реализовать в ГТУ с замкнутым циклом (см. рис. 1.1), где при снижении нагрузки из рабочего контура удаляют часть воздуха.

При качественном регулировании расход рабочего тела и изменение удельной полезной работы считают постоянными. В энергетической ГТУ с разомкнутым циклом при регулировании мощности происходит *количественно-качественное* регулирование мощности. Уменьшение нагрузки сопровождается снижением начальной температуры газов $T_{нт}$ (воздействием на топливные клапаны системы топливоподачи) и степени повышения дав-

ления воздуха π_k при небольшом изменении расхода рабочего тела (рис. 6.3). Экономичность работы ГТУ при частичных нагрузках ($\bar{N} < 1,0$) зависит от того, насколько резко уменьшается удельная полезная работа $H_{ГТУ}$ при незначительном изменении расхода газов в ГТ G_T .

При переходе к частичным нагрузкам целесообразно использовать технические средства, позволяющие уменьшать расход газов и в меньшей степени воздействовать на $H_{ГТУ}$. Это позволяет проектировать энергетические ГТУ с высокой экономичностью работы при частичных нагрузках.

В газотурбинных энергетических установках электрическая нагрузка может быть снижена при уменьшении расхода топлива и снижении начальной температуры газов. Это в свою очередь приводит к снижению сопротивления газового тракта и давления газов перед ГТ (см. рис. 6.1, процесс 1—2) и к некоторому увеличению расхода газов. Работа сжатия в компрессоре уменьшается, но в большей мере снижается работа расширения газов в турбине, и, как следствие, падает значение $H_{ГТУ}$. Такое снижение возможно до тех пор, пока значение $H_{ГТУ}$ не приблизится к нулю, т.е. установка перейдет в режим холостого хода. При этом происходит значительное уменьшение экономичности ГТУ.

Другой подход к снижению нагрузки используется в современных (зарубежных и российских) энергетических ГТУ типов ГТЭ-150; ГТЭ-180П и др. Снижение нагрузки при незначительном колебании начальной температуры газов и использовании ВНА компрессора связано с переходом компрессора на новую изодрому при его работе.

Применение ВНА и поворотных направляющих аппаратов (ПНА) первых ступеней компрессора позволяет изменить проходное сечение начала проточной части компрессора и осуществить работу установки при параметрах, охватывающих всю приемлемую зону характеристик компрессора. В этом случае каждое значение нагрузки будет достигаться не при однозначной взаимосвязи расхода, температуры, давления рабочего тела и приведенной частоты вращения компрессора, а при произвольно выбранной, например, температуре газа и соответствующих этой температуре прочих параметрах.

Выполнение современных компрессоров с ВНА и ПНА в определенных условиях дает значительное преимущество по экономичности ГТУ и при частичной нагрузке улучшает показатели работы при изменении параметров наружного воздуха, позволяет не допустить режимы неустойчивой работы компрессора, облегчает запуск установки.

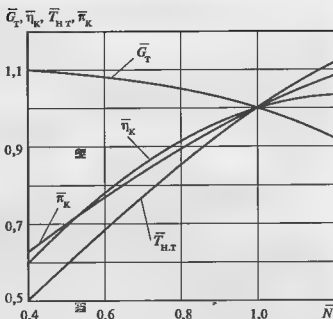


Рис. 6.3. Режимные характеристики одновальной энергетической ГТУ

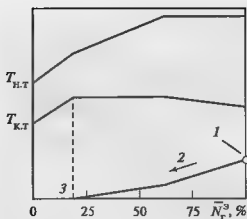


Рис. 6.4. Программа снижения электрической нагрузки ГТУ типа GTX 100 (ABB)

1 — ВНА полностью открыт; 2 — процесс прикрытия ВНА; 3 — ВНА закрыт

На рис. 6.4 представлена программа снижения электрической нагрузки современной энергетической ГТУ типа GTX100 (фирмы ABB). При номинальной нагрузке ($\bar{N}_r^э = 100 \%$) для условий ISO ее мощность составляет 43 МВт, электрический КПД 37 %, температура выходных газов 546 °С (при работе на природном газе). В процессе эксплуатации электрическая нагрузка ГТУ регулируется открытием (закрытием) ВНА компрессора и температурой перед ГТ (с помощью топливных клапанов). Первоначально нагрузка понижается при прикрытии ВНА (количественное регулирование) до тех пор, пока температура выходных газов $T_{к.г.}$ не достигнет 600 °С. Дальнейшее снижение нагрузки осуществляется понижением начальной температуры газов $T_{н.г.}$ и закрытием ВНА. Когда ВНА полностью закрыт, нагрузка уже достаточно низкая (точка 3 на рис. 6.4).

Лучшие регулировочные характеристики имеют ГТУ, снабженные дополнительно ПНА компрессора. Это ГТУ типов ГТЭ-150 (JIM3); LM6000 (General Electric) и др. Следует иметь в виду, что применение ВНА и ПНА первых ступеней компрессора приводит к некоторому снижению его КПД на 3—5 %.

Дальнейшее исследование работы ГТУ на частичных нагрузках отражено в разработках фирмы GHH BORSIG (Германия) для ГТУ типа FT8-30 (спаренный вариант). Энергетическая установка выполнена на базе двухвального авиационного двигателя фирмы Pratt & Whitney типа JT8D-219, устанавливаемого на самолетах типа «Боинг-727, 737», «Дуглас MD80» и др. Установка типа FT8-30 мощностью по ISO 27 МВт работает на природном газе с электрическим КПД 38,3 % при температуре выходных газов 460 °С. Схема спаренного варианта двух ГТУ FT8-30 приведена на рис. 6.5, а. Газотурбинный двигатель каждой ГТУ имеет валы низкого и высокого давления. Восьмиступенчатый КНД приводится в действие ГТ низкого давления ТНД. Ступень ГТ высокого давления ТВД находится на одном валу с семиступенчатым КВД и приводит его в действие. Обе первые ступени компрессоров имеют входные и поворотные направляющие аппараты, что само по себе обеспечивает высокий КПД ГТУ при частичных нагрузках.

Силовая четырехступенчатая ГТ каждой ГТУ подключается к силовому валу электрогенератора через синхронизирующую самовыключающуюся муфту. Таким образом, силовой вал состоит из двух силовых ГТ СТ-1 и СТ-2, двух муфт автоматического сцепления М-1 и М-2 и одного электрогенератора ЭГ. Благодаря этому с помощью муфты можно отключать любую из двух ГТУ в то время, как вторая ГТУ остается в работе. Если, например, в спаренном варианте ГТУ типа FT8-30 работает с половинной нагрузкой после отключения одной из установок, то вторая ГТУ автоматически принимает на себя общую мощность.

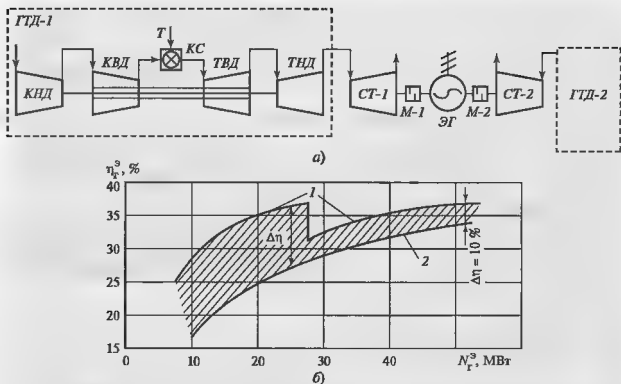


Рис. 6.5. Принципиальная тепловая схема спаренной установки ГТУ (по ISO) (а); изменение экономичности ГТУ типа ГТ8-30 (спаренный вариант (1)) по сравнению с экономичностью ГТУ класса мощности 50 МВт (2, б)

КНД, КВД — компрессоры низкого и высокого давления; ТНД, ТВД — газовые турбины низкого и высокого давления; СТ-1, СТ-2 — силовые турбины, М-1, М-2 — муфты сцепления; ЭГ — электрогенератор

Соединительная муфта работает в автоматическом режиме. После автоматической осевой сцепки с зубчатым зацеплением муфта передает крутящий момент от газовой силовой турбины к электрогенератору. Муфта выводится из зацепления, как только частота вращения становится ниже частоты вращения ведомого вала.

Благодаря конструкции спаренной установки ГТУ высокий электрический КПД достигается на большом интервале изменения нагрузки (рис. 6.5, б). В диапазоне от 100 до 50 % спаренная ГТУ работает в режиме распределения нагрузки между двумя работающими ГТУ. При достижении 50 % общей мощности одна из ГТУ отключается от силового вала электрогенератора, а электрический КПД оставшейся в работе установки соответствует его значению при номинальной нагрузке. Как видно из рисунка, в этом случае КПД на 10 % превосходит электрический КПД принятой для сравнения ГТУ мощностью 50 МВт с такими же начальными параметрами при соответствующей нагрузке (рис. 6.5, б).

6.4. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

Работа энергетической ГТУ существенно зависит от параметров наружного воздуха: температуры, давления и влагосодержания.

Колебания давления наружного воздуха на действующих установках происходят в ограниченных пределах, что определяет небольшое их влияние на работу ГТУ (рис. 6.6). Исключение составляют авиационные ГТУ. Еще мень-

шее влияние оказывает изменение влагосодержания рабочего тела. Значительно большими бывают колебания температуры наружного воздуха. В условиях различных районов России эти колебания могут быть от +45 до -55 °С. Влияние температуры учитывается прежде всего при рассмотрении нерасчетных режимов работы ГТУ.

Во всех случаях при изменении давления, температуры или влажности наружного воздуха изменяется его плотность. Уменьшение, например, плотности снижает массовый расход воздуха, забираемого из атмосферы компрессором, и мощность ГТУ и изменяет все ее характеристики.

Дополнительные потери давления воздуха на входе в компрессор также воздействуют на работу установки. К таким потерям следует относить не только потери в воздушных фильтрах, шумоглушителях, но и потери в испарительных охладителях, подогревателях воздуха на входе в компрессор, в антиобледенительной системе и др. (рис. 6.7).

Повышение влагосодержания воздуха в ГТУ небольшой мощности обычно не учитывают, хотя оно уменьшает его плотность. С увеличением размеров установок и их мощности и при использовании воды/пара в целях подавления оксидов азота в виде впрысков влияние влагосодержания становится существенное. Влагосодержание влажного воздуха в граммах водяного пара на 1 кг (г/кг) сухого воздуха обозначают (рис. 6.8):

$$d = (g_n / g_v) \cdot 1000, \quad (6.22)$$

где g_n — массовая доля пара в смеси (пар + сухой воздух — влажный воздух); g_v — массовая доля сухого воздуха.

В некоторых случаях пользуются *относительной влажностью* (степенью насыщения) влажного воздуха, %:

$$\varphi_v = (\rho_n / \rho'') \cdot 100, \quad (6.23)$$

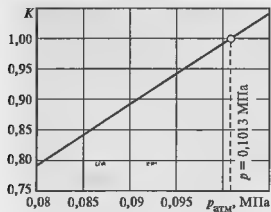


Рис. 6.6. Определение изменения электрической мощности ГТУ типа GT26 (фирмы ABB) при номинальной нагрузке в зависимости от атмосферного давления $p_{атм}$ с помощью поправочного коэффициента K ($K = 1,0$ для условий ISO)

→
Рис. 6.7. Влияние потери давления воздуха на входе в компрессор ГТУ типа GT26 (фирмы ABB) на изменение ее электрического КПД η_r^3 (1), массового расхода выходных газов $G_{к.т}$ (2) и электрической мощности N_r^3 (3), определяемое с помощью поправочного коэффициента K

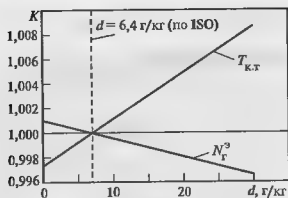


Рис. 6.8. Влияние влагосодержания воздуха на характеристики энергетической ГТУ типа MS7001 (General Electric) при номинальной нагрузке

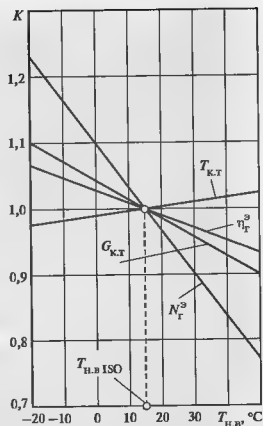


Рис. 6.9. Влияние температуры наружного воздуха на основные характеристики энергетической ГТУ (K — поправочный коэффициент)

где $\rho_{п}$ — плотность пара (его количество в 1 м³ влажного воздуха), кг/м³; ρ'' — плотность сухого насыщенного пара при температуре влажного воздуха, кг/м³.

Справедливо условие $\rho_{п} \leq \rho''$. По нормам ISO $\phi_{в} = 60\%$ (при температуре 15 °C).

Изменение температуры наружного воздуха в наибольшей степени оказывает влияние на основные характеристики ГТУ. На рис. 6.9 приведено изменение этих характеристик в широком диапазоне температур наружного воздуха для современной ГТУ. В качестве основного принят расчетный режим по ISO при $T_{н.в.} = +15$ °C. В этом режиме все поправочные коэффициенты равны 1. Переход к отрицательным температурам наружного воздуха увеличивает его плотность, расход воздуха через компрессор, электрическую мощность ГТУ и электрический КПД установки. В этих условиях возрастает расход выходных газов ГТУ, а их температура уменьшается. Последнее можно объяснить, если рассмотреть совмещенную диаграмму характеристик компрессора и ГТ (см. рис. 6.1). Изодромы нерасчетных режимов эксплуатации ГТУ при отрицательных температурах находятся между кривыми $\bar{n}_p$ и $\bar{n}_{max}$. При постоянстве начальной температуры газов переход к более низкой температуре наружного воздуха увеличивает степень повышения давления воздуха в компрессоре и приводит к снижению температуры выходных газов (см. рис. 4.7 и 6.9).

Приведенные зависимости справедливы для большинства энергетических ГТ, но для каждого типа ГТУ влияние $T_{н.в.}$ на показатели ее работы зависит от конструктивной схемы, параметров цикла, КПД элементов, воздушного массового потока, использования ВНА в компрессоре и др. Вместе с тем общий характер этого влияния сохраняется. На рис. 6.10–6.13 показано изменение мощности, электрического КПД, расхода и температуры выходных газов для

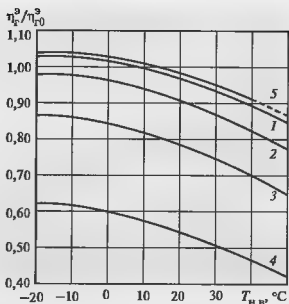
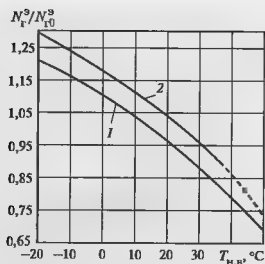


Рис. 6.10. Влияние температуры наружного воздуха на электрическую мощность энергетической ГТУ (ABB)

N_r^3 , N_{r0}^3 — текущая электрическая мощность и соответствующая мощность базового режима ($T_{н.в.} = +15^\circ\text{C}$), 1 — номинальная нагрузка; 2 — пиковая нагрузка

→ Рис. 6.11. Влияние температуры наружного воздуха на электрический КПД энергетической ГТУ (фирмы ABB)

η_r^3 , η_{r0}^3 — текущее значение электрического КПД и электрический КПД в базовом режиме ($T_{н.в.} = +15^\circ\text{C}$); 1 — номинальная нагрузка 100 %; 2 — нагрузка 75 %; 3 — нагрузка 50 %; 4 — нагрузка 25 %; 5 — пиковая нагрузка

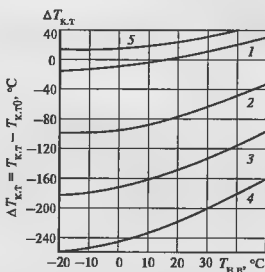
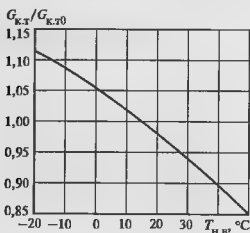


Рис. 6.12. Влияние температуры наружного воздуха на расход выходных газов энергетической ГТУ (ABB)

$G_{к.т}$, $G_{к.т0}$ — текущее значение расхода выходных газов и их расход в базовом режиме ($T_{н.в.} = +15^\circ\text{C}$)

→ Рис. 6.13. Влияние температуры наружного воздуха на отклонение температуры выходных газов $\Delta T_{к.т}$ от ее значения в базовом режиме при $T_{н.в.} = +15^\circ\text{C}$ ($T_{к.т0}$)

1 — номинальная нагрузка 100 %, 2 — нагрузка 75 %; 3 — нагрузка 50 %; 4 — нагрузка 25 %; 5 — пиковая нагрузка

современной энергетической ГТУ при мощности в базовом режиме 53 МВт, начальной температуре газов 1100 °С и степени сжатия в компрессоре $\pi_k = 16$.

Из рис. 6.9 следует, что при изменении температуры наружного воздуха в рассматриваемом диапазоне больше всего изменяется электрическая нагрузка ГТУ. По сравнению с базовым (расчетным) режимом при $T_{нв} = +15$ °С это изменение составляет до 70 %. С учетом этого номинальную мощность электрогенератора выбирают выше, чем мощность ГТУ в расчетном режиме. Например, для установки типа ГТЭ-150-1100 (ЛМЗ) при электрической мощности в расчетном режиме около 150 МВт устанавливается электрогенератор мощностью 210 МВт.

Энергетические ГТУ рассчитаны для работы в так называемом автономном режиме на основном или резервном виде топлива с выбросом выходных газов через диффузор в газопровод и дымовую трубу ($H_{дтр} = 100 - 120$ м). В таком режиме эксплуатации основными показателями являются экономичность и надежность работы при номинальной и частичных нагрузках (до 60 % номинального значения).

Вместе с тем все чаще в энергетике переходят к внедрению парогазовых установок, в которых теплота выходных газов ГТУ полезно используется для нагрева сетевой воды и генерации технологического пара (тепловые схемы ГТУ-ТЭЦ) или для генерации пара двух или трех давлений и выработки дополнительной электроэнергии в паротурбинной установке (тепловые схемы ПГУ). В этих условиях важными параметрами являются электрический КПД в автономном режиме, значения параметров выходных газов и диапазон их изменения. В ряде случаев система управления ГТУ не в состоянии воздействовать на эти параметры. Из-за влияния параметров наружного воздуха и прежде всего его температуры расход и температура выходных газов значительно изменяются, что не позволяет стабилизировать параметры рабочего тела в схемах ГТУ-ТЭЦ и ПГУ (рис. 6.14). Приходится прибегать к дожиганию топлива в среде выходных газов, что усложняет и повышает стоимость установки, зачастую снижая ее экономичность.

В некоторых случаях в зависимости от температуры наружного воздуха характеристики ГТУ выбираются таким образом, чтобы при $T_{нв} = -(10-20)$ °С $T_{к.г}$, °С электрическая нагрузка установки становилась максимальной, а ее увеличение ограничивалось пропуском воздуха в компрессор с помощью ВНА и системы регулирования ГТУ (см. табл. 6.1).

Из приведенных в табл. 6.2 данных наглядно видны результаты стабилизации

Рис. 6.14. Изменение температуры выходных газов энергетических ГТУ разных типов в зависимости от температуры наружного воздуха

1 — V94 2 (Siemens), 2 — ГТГ-110 (АО «Рыбинские моторы»); 3 — НК-37-1 (ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова»); 4 — ГТГ-25 (НПО «Машпроект»); 5 — ГТУ-55СТ20 (ЗАО «Энергоавиа»); 6 — ГТГ-16У (ОАО «Турбомоторный завод»)

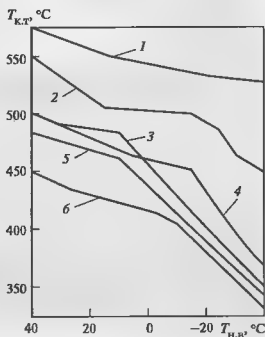


Таблица 6.2 Изменение параметров зарубежной современной ГТУ мощностью 70 МВт при номинальной нагрузке для условий севера Европейской части России

Параметр	Значение параметра при температуре наружного воздуха, °C					
	-51	-36	-15	-6	+15	+30
Относительная электрическая мощность ГТУ $N_{\text{г}}^2/N_{\text{г}0}^2$	1,216	1,216	1,155	1,114	1,0	0,905
Относительный электрический КПД ГТУ $\eta_{\text{г}}^2/\eta_{\text{г}0}^2$	0,993	1,025	1,022	1,099	1,0	0,969
Относительный расход выходных газов $G_{\text{кт}}/G_{\text{кт}0}$	1,141	1,108	1,087	1,062	1,0	0,950
Относительная температура выходных газов $T_{\text{кт}}/T_{\text{кт}0}$	0,98	0,981	0,984	0,987	1,0	1,017

Примечание. Индекс «0» относится к базовому режиму по ISO ($T_{\text{нв}} = +15^\circ\text{C}$).

Таблица 6.3 Пределы изменения температуры выходных газов энергетических ГТУ из-за влияния температуры наружного воздуха (номинальная нагрузка)

Тип ГТУ	Диапазон изменения температуры наружного воздуха $\Delta T_{\text{нв}}$, °C	Предел изменения температуры выходных газов ГТУ $\Delta T_{\text{кт}}$, °C	$T_{\text{кт}}/T_{\text{кт}0}$
ГТЭ-180П (ЛМЗ, «Авиадвигатель», ВТИ)	-40...+40	70	0,945—1,030
ГТЭ-150-1100 (ЛМЗ)	-25...+30	70	0,916—1,026
ГТГ-110 (АО «Рыбинские моторы», НПО «Машпроект»)	-40...+45	122	0,849—1,085
ГТЭ-16У (УТМЗ)	-55...+45	220	0,558—1,070
ГТЭ-115-1170 (АО «Турбоатом»)	-40...+45	76	0,890—1,035
MS9001 FA (General Electric)	-55...+35	56	0,938—1,032
V94.2 (Siemens)	-37...+37	31,4	0,967—1,025
V64.3 (Siemens)	-20...+50	41	0,980—1,055
V94.3A (Siemens)	-51...+30	22	0,979—1,017
GT26 (ABB)	-15...+35	45	0,966—1,031
GT8C (ABB)	-20...+50	48	0,968—1,054
GTX100 (ABB)	-15...+30	24,5	0,976—1,020
GT13E2 (ABB)	-20...+50	40	0,983—1,058
GT13D (ABB)	-20...+50	22	0,985—1,027

Примечание. $T_{\text{кт}0}$ — температура выходных газов в базовом режиме ($T_{\text{нв}} = +15^\circ\text{C}$), $T_{\text{кт}}$ — температура выходных газов ГТУ в пределах изменения температуры наружного воздуха

температуры выходных газов ГТУ. В широком диапазоне изменения температуры наружного воздуха значение $T_{\text{кт}}$ изменяется незначительно — в пределах 4 %. В этих условиях при температуре воздуха ниже -15°C при закрытом ВНА и ограничением пропуска воздуха через компрессор электрическая мощность ГТУ поддерживается постоянной. Прогресс в этой области иллюстрируют приведенные на рис. 6.14 кривые изменения $T_{\text{кт}}$ под действием температуры наружного воздуха. В ряде ГТУ температура выходных газов изменяется в значительных пределах. В табл. 6.3 приведены данные об изменении температуры выходных газов при изменении температуры наружного воздуха для ряда энергетических ГТУ.

6.5. СТАБИЛИЗАЦИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА, ПОСТУПАЮЩЕГО В КОМПРЕССОР ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ

В современных конструкциях энергетических ГТУ удается существенно стабилизировать температуру выходных газов. Для этой цели используются ВНА и ПНА первых ступеней компрессора установки и система регулирования ГТУ (рис. 6.15). Изменением угла поворота лопаток этих устройств удастся вносить определенные коррективы в характеристики ГТУ. Такое техническое решение проблемы условно можно назвать *внутренним*.

Существуют решения по стабилизации характеристик энергетических ГТУ, которые можно назвать *внешними*. Среди них можно отметить: *воздействие на температуру наружного воздуха*, забираемого компрессором из атмосферы. Это воздействие осуществляется в зоне отрицательных температур и обеспечивает повышение температуры забираемого воздуха. Тем самым ограничиваются чрезмерное повышение мощности установки и снижение температуры выходных газов. Для технического осуществления данного решения в воздухозаборном устройстве устанавливают теплообменники, через которые пропускают греющую среду: пар, воду. Подогрев воздуха можно осуществить, используя также теплоту части выходных газов ГТ. В современных условиях эксплуатации ГТУ допустимо подмешивать часть выходных газов к засасываемому воздуху (рис. 6.16). По опытным данным, добавка 4—5 % выходных газов в комплексное воздухоочистительное устройство ГТУ простой тепловой схемы позволяет повысить температуру засасываемого воздуха на 15—20 °С.

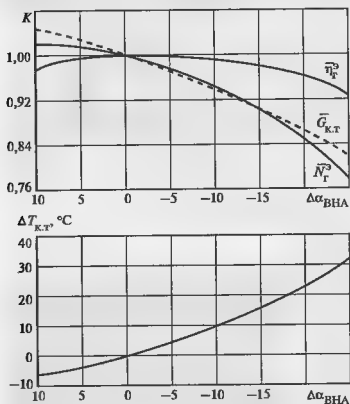


Рис. 6.15. Воздействие на характеристики энергетической ГТУ изменением угла открытия ВНА компрессора при номинальной нагрузке (фирмы АВВ)

$\Delta\alpha_{BNA} = \alpha_{BNA} - \alpha_{BNA}^p$, $\alpha_{BNA}^p = 0$ — положение ВНА в базовом режиме, α_{BNA} — положение ВНА в нерасчетных режимах

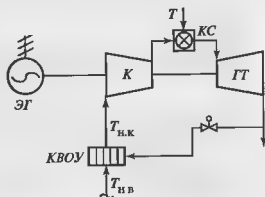


Рис. 6.16. Тепловая схема ГТУ с воздействием на температуру засасываемого компрессором воздуха

Температуру забираемого из атмосферы воздуха можно изменять и в зоне высоких положительных температур, что позволяет улучшить характеристики ГТУ. Относительно простое решение — разместить во входном канале воздухозаборного устройства после воздушных фильтров испарительный охладитель или теплообменные поверхности специального холодильного агрегата.

Испарительное охлаждение основывается на разбрызгивании в потоке воздуха определенного количества воды, которая, испаряясь, понижает температуру воздуха, увеличивает его плотность и, следовательно, массовый расход воздуха через компрессор. Вода, распыляемая в потоке воздуха, охлаждает его до температуры мокрого термометра. Так, при температуре наружного воздуха $+35^\circ\text{C}$ (сухой термометр) и относительной влажности 60 % испарительный охладитель, работающий с КПД 85 %, может снизить температуру воздуха на входе в компрессор до 29°C , повысив его влажность до 92 %. При этом мощность ГТУ возрастет на 3 %, а электрический КПД приблизительно на 0,2 %. Затраты на такую установку, по зарубежным данным, оцениваются на уровне 160–180 долл. США на 1 кВт дополнительной мощности.

Такими испарительными устройствами следует пользоваться с осторожностью, поскольку конденсация и унос влаги способны ускорить загрязнение компрессора и, следовательно, снизить эксплуатационные характеристики установки. За такими системами ставят влагоотделители или слой прокладок для снижения вероятности уноса влаги. Из рис. 6.17 видно, что наибольшая выгода от испарительных охладителей достигается в условиях жаркого и сухого климата. При этом диапазон температур наружного воздуха, в котором используется испарительное охлаждение, ограничен температурой 7°C из-за возмож-

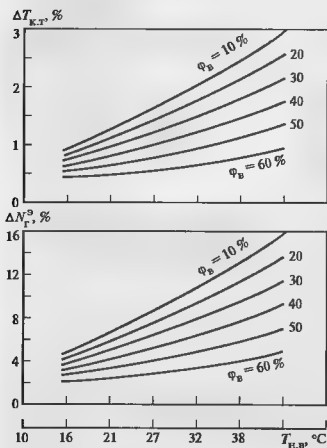


Рис. 6.17. Влияние испарительного охлаждения на характеристики энергетической ГТУ

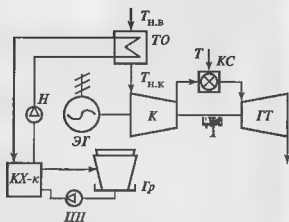


Рис. 6.18. Охлаждение поступающего воздуха ($T_{н.в} = +35^\circ\text{C}$, $\varphi_{н.в} = 60\%$) с использованием охладителя компрессорного типа до температуры перед компрессором $T_{н.к} = +15^\circ\text{C}$, $\varphi_{н.к} = 100\%$

ТО — теплообменник (змеевики охлаждающей воды); Н — насос; ЦН — циркуляционный насос; Гр — градирня; КХ-к — компрессорный холодильник; К — компрессор; Т — топливо; ГТ — газовая турбина

ной опасности обледенения компрессора при более низких температурах. Эффективность охлаждения зависит от относительной влажности воздуха.

В испарительных охладителях для впрыска применяют не очищенную от минералов воду, что улучшает целостность пленочной среды охладителя. По сравнению с базовым вариантом применение испарительного охладителя увеличивает производительность системы технического водоснабжения, повышает требования к водоподготовке, что увеличивает затраты на эксплуатацию ГТУ на 15—20 долл. США за 1 ч (по зарубежным данным).

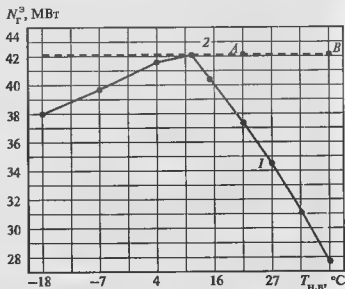
Эффективность испарительного охлаждения ограничена относительной влажностью атмосферного воздуха, который нельзя охладить ниже температуры мокрого термометра.

Большими возможностями обладают *охладители-теплообменники*, в которых снижение температуры воздуха перед компрессором не ограничено температурой мокрого термометра. Обычно используют один из двух вариантов установок: с холодильниками компрессорного или абсорбционного типа (рис. 6.18). Приведенная на рис. 6.18 схема снижения температуры засасываемого компрессором воздуха позволила увеличить электрическую мощность ГТУ приблизительно на 7 % при увеличении удельного расхода теплоты на 0,6 %, что стало результатом повышения сопротивления входного тракта компрессора примерно на 40 кПа из-за размещения теплообменного оборудования. Расход циркуляционной воды на электростанции увеличился приблизительно на 60 тыс. л/мин. С учетом остальных затрат удельная стоимость системы по зарубежным данным составляет 165 долл. США за 1 кВт дополнительной мощности ГТУ.

Для конкретной энергетической ГТУ можно применить набор технических решений, которые позволили бы превратить ломаную линию зависимости электрической мощности от температуры наружного воздуха в линию $N_{\Gamma}^{\circ} = \text{const}$ (рис. 6.19). Энергетическая конверсионная ГТУ типа LM6000 (General Electric) при номинальной нагрузке характеризуется значительным изменением мощности при колебании температуры наружного воздуха. Кривая 1 на рис. 6.19 имеет максимальное значение $N_{\Gamma}^{\circ} = 42$ МВт

Рис. 6.19. Зависимость электрической мощности ГТУ типа LM6000 (General Electric) от температуры наружного воздуха

1 — номинальная нагрузка, воздействие на температуру воздуха перед компрессором отсутствует; 2 — номинальная нагрузка с подогревом или охлаждением воздуха перед компрессором в зависимости от температуры наружного воздуха (зона А В соответствует расходу охлаждающей воды от 536 до 1386 т/ч)



в соответствии с выбранной мощностью электрогенератора, а падение этой мощности при $T_{нв} < +15\text{ }^{\circ}\text{C}$ обеспечивается работой ВНА компрессоров.

Подогрев воздуха на входе в компрессор в диапазоне температур $T_{нв} = -18...+15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и его охлаждение в диапазоне температур $T_{нв} = +15...+38\text{ }^{\circ}\text{C}$ позволяют поддерживать постоянной электрическую нагрузку $\Gamma\text{TУ}_\text{Г}^3 = 42\text{ МВт} = \text{const}$ (линия 2, рис. 6.19).

6.6. ВПРЫСК ВОДЫ/ПАРА В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ГТУ

Ведущие фирмы-производители энергетических ГТУ используют впрыск воды/пара в установки преимущественно для поддержания концентраций оксидов азота в выходных газах в пределах нормы. Такой впрыск оказывает влияние и на энергетические показатели установки.

В Российской Федерации действует ГОСТ 29328-92 «Установки газотурбинные для привода турбогенераторов», который лимитирует концентрации NO_x в отходящих газах ГТУ:

для действующих ГТУ при работе на газообразном и жидком топливе — 150 мг/м^3 ;

для вновь создаваемых ГТУ, эксплуатация которых начинается после 1995 г.:

при работе на газообразном топливе — 50 мг/м^3 ;

при работе в жидком топливе — 100 мг/м^3 ;

Первоначально впрыскиваемую воду (водяной пар) пропускают через специальный фильтр. Пар, в частности, впрыскивается в зону активного горения через топливные форсунки. Топливо (природный газ) поступает по внутреннему каналу форсунки, а пар — по ее наружному кольцевому каналу. При впрыскивании пар смешивается с потоком воздуха после компрессора, используемого для формирования начальной температуры газов перед ГТ. Пар также может смешиваться с воздухом, охлаждающим корпус КС.

Вода (водяной пар) при впрыске в огневую зону благодаря более высокой удельной теплоемкости, чем у продуктов сгорания, прогревается до температуры газов и забирает часть теплоты. В результате температура в зоне реакции понижается, чем обеспечивается пониженная эмиссия оксидов азота.

Для каждой ГТУ и каждой конструкции КС существуют свои предельные значения объема впрыска воды/пара, которые не следует превышать, чтобы не разрушить систему сжигания топлива и не повредить ГТ.

Впрыск воды/пара и срок службы рабочих лопаток ГТ зависят от типа системы регулирования. Для ГТУ, работающих в режимах базовой нагрузки, обычно используют систему регулирования, которая понижает температуру горения посредством впрыска воды, что снижает коэффициент теплоотдачи газов и не приводит к уменьшению срока службы лопаток. Для пиковых нагрузок система регулирования разработана таким образом, чтобы поддерживать температуру горения постоянной при различных объемах впрыска. Это приводит к выработке дополнительной мощности, однако уменьшает срок службы оборудования. Установки с такими системами регулирования применяются при пиковых нагрузках с малым числом часов работы в течение года либо когда персонал электростанции приходит к выводу, что снижение

срока службы оборудования оправдано повышением мощности.

Вводимый в КС пар позволяет получить дополнительное количество высокоэнтальпийного рабочего тела. Благодаря снижению теоретической температуры горения в стехиометрических зонах и улучшению кинетики процесса обеспечивается существенное подавление процесса образования оксидов азота. Выполненные в ИВТ РАН расчеты показали, что при отношении расхода пара к расходу природного газа, равном примерно 2, образование NO_x во фронте пламени снижается более чем на порядок. Это происходит при совместной подаче пара и топлива через соответствующие форсунки. Вместе с тем чрезмерное уменьшение температуры газов в стехиометрических зонах горения приводит к образованию продуктов неполного сгорания топлива в виде оксида углерода и др. (рис. 6.20).

Впрыск воды/пара может существенно увеличить мощность установки вследствие увеличения массового расхода рабочего тела, хотя при этом возможно снижение экономичности ГТУ. На рис. 6.21 показано влияние впрыска пара на характеристики ГТУ типа MS7001 EA. Впрыск пара обычно не превышает 5 % объема воздуха, засасываемого компрессором. При впрыске воды отношение вода/воздух находится примерно на том же уровне. По данным фирмы ABB (рис. 6.22), впрыск воды увеличивает электрическую мощность установки, но снижает ее экономичность в зависимости от температуры впрыскиваемой воды. Аналогичные данные фирмой Mitsubishi получены применительно к ГТУ мощностью 120 МВт. Впрыск деминерализованной

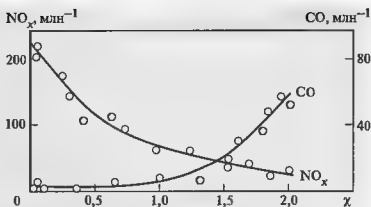


Рис. 6.20. Влияние подачи водяного пара в КС на выход NO_x и CO ($\chi = B_{\text{пар}}/B_{\text{топл}}$)

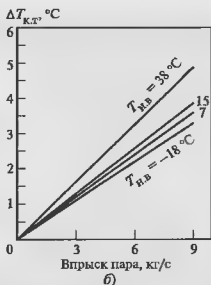
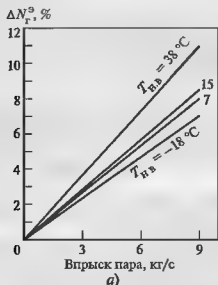


Рис. 6.21. Влияние впрыска пара в КС ГТУ типа MS7001 EA (General Electric) на электрическую мощность N_G (а) и температуру выходных газов $T_{\text{к.т}}$ (б)

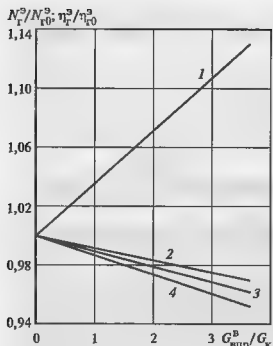


Рис. 6.22. Влияние впрыска воды $G_{\text{впр}}^{\text{в}}$ в КС энергетической ГТУ (фирмы АВВ) на электрическую мощность и экономичность установки ($G_{\text{к}}$ — количество воздуха, засасываемое компрессором ГТУ) 1 — изменение электрической мощности базового варианта N/N_0 (N_0 — номинальная нагрузка без впрыска; N — то же при наличии впрыска); 2 — изменение экономичности установки η/η_0 при $t_{\text{в}} = 150^\circ\text{C}$; 3 — то же при $t_{\text{в}} = 100^\circ\text{C}$, 4 — то же при $t_{\text{в}} = 50^\circ\text{C}$

воды в количестве 30 т/ч приводит к увеличению мощности этой ГТУ на 9 МВт.

Газотурбинные установки, в которые впрыскивается вода или пар, должны быть рассчитаны на некоторое увеличение эффективного сечения проточной части ГТ. Кроме того, превышение допустимого уровня впрыска может уменьшить запас устойчивости компрессора по помпажу. Степень повышения давления воздуха в ГТУ с впрыском воды/пара выше, чем у аналогичной установки без впрыска. Увеличение мощности ГТУ вследствие впрыска связано с соответствующим повышением расхода топлива, и это необходимо учитывать при расчете системы топливоподачи.

Одно из отличий энергетических ГТУ с впрыском воды/пара в КС от обычных ГТУ состоит в существенном изменении соотношения рабочих тел, проходящих через компрессор и ГТ, что приводит к необходимости соответствующего увеличения площади проходных сечений проточной части ГТ. Альтернативное решение — это увеличение скорости рабочего тела в проточной части ГТУ и уменьшение КПД.

Российскими учеными проведены подробные исследования параметров ГТУ с впрыском воды на входе в компрессор установки. При таком впрыске воды имеет место незначительная сепарация влаги, а в дальнейшем ее испарение, связанное с некоторым возрастанием потерь — до 1,6 % на каждый 1 % впрыскиваемой воды по отношению к объему воздуха. Снижение потребляемой компрессором мощности из-за испарительного охлаждения воздуха в процессе сжатия превышает дополнительные потери в компрессоре, вызванные влажностью воздуха.

Увеличение расхода газов через турбину в результате впрыска воды на входе в компрессор и увеличение его КПД (на 4 %) в целом улучшают работу ГТУ. Полезная мощность установки при впрыске 0,5—2 % воды (по отношению к объему воздуха) возрастает на 7,5—14 % при увеличении электрического КПД приблизительно на 3,5 %.

Следует иметь в виду, что впрыск воды/пара в тракт за компрессором перед КС практически не влияет на выбросы оксидов азота.

Фирма Siemens применила в компрессорах своих ГТУ так называемое влажное сжатие: водная аэрозоль направляется на вход компрессора для увеличения расхода рабочего тела и снижения удельной работы сжатия воздуха. Опресненная вода фильтруется и направляется в водяной коллектор. Группа регулирующих электрических клапанов подает эту воду через форсунки

во входной воздухопровод компрессора. При сжатии смеси воздуха и воды последняя испаряется, охлаждая воздух в первых ступенях компрессора. Такое техническое решение по данным фирмы снижает расход топлива в ГТУ на 1,5 %, а генерацию оксидов азота на 20—40 %. При использовании ГТУ в схемах ПГУ влажное сжатие приводит к увеличению паропроизводительности КУ на 2—3 %. Расход воды в этой схеме зависит от окружающих условий и особенности модели ГТУ.

При эксплуатации ГТУ на жидком топливе целесообразно использовать впрыскиваемый пар в качестве распыливающего агента, что позволяет улучшить качество распыливания топлива, способствует понижению содержания в отработавших газах оксидов азота, а также уменьшает дымление.

Однако наряду со снижением эмиссии NO_x ввод в зону горения воды или водяного пара дает ряд негативных эффектов, заметно влияющих на другие характеристики КС. Это касается прежде всего интенсивности и полноты выгорания топлива, что связано в основном со снижением температуры в факеле. Концентрация продуктов недожога углеводородов, прежде всего CO , в выходных газах значительно возрастает. Подача в КС воды или пара влияет и на устойчивость процесса горения. Вероятность вибрационного горения при этом увеличивается, а диапазон режимов устойчивой работы КС (диапазон устойчивого горения по предельным (срывным) составам смеси) существенно снижается. Вероятность вибрационного горения при впрыске пара или воды особенно сильна при работе КС на природном газе. Колебания динамического давления (пульсации) происходят во всех КС с диффузионным пламенем и генерируются процессом горения. Эти колебания могут взаимодействовать с акустическими колебаниями в КС и усиливаться, вызывая ускорение износа конструкции или преждевременное ее разрушение.

Впрыск воды обычно вызывает более сильные колебания динамического давления, чем впрыск пара. При поступлении в КС пар лучше перемешан с воздухом, чем вода, и вследствие этого слабее гасит пламя в циркулирующем потоке. Поэтому при впрыске в КС воды или водяного пара ограничивают как массовый расход воды или пара, так и пределы колебаний динамического давления.

Если рассматривать в целом реализацию впрыска воды или пара в ГТУ, то следует отметить существенное возрастание трудозатрат при строительстве и эксплуатации системы. Это объясняется тем, что кроме усложнения конструкции самой ГТУ возникает потребность в дорогостоящих очистных сооружениях, так как впрыскиваемая вода должна быть очищена от примесей.

Применение впрыска пара в КС для снижения выбросов оксидов азота в российских стационарных энергетических ГТУ впервые было осуществлено на ГТУ типа ГТ-100 (ПО ЛМЗ) на Краснодарской ТЭЦ и на ГРЭС № 3 ОАО «Мосэнерго».

В первом случае пар при давлении 1 МПа и температуре 250—300 °С подавался в количестве 3 кг/с в КС низкого давления (КСНД). Это дало повышение мощности ГТУ на 2 %. Заметного снижения концентрации оксидов азота в уходящих из ГТУ газах зафиксировать не удалось, что подтверждает вывод о том, что в КСНД, работающей на воздухе, забалластированном продуктами сгорания камеры сгорания высокого давления (КСВД), образуется небольшое их количество, а в основном (более 85 %) образование оксидов азота происходит в КСВД.

Таблица 6.4 Результаты анализа токсичности выходных газов ГТУ типа ГТ-100 при испытаниях с впрыском пара

Мощность, МВт	Впрыск пара, т/ч	Объемная концентрация						
		O ₂ , %	CO ₂ , %	NO _x , мг/м ³ , за ТНД/за ТВД	NO _x [*] , мг/м ³	CO, мг/м ³	SO ₂ , мг/м ³	Дымление по Бахару
60	0	16,5	3,5	320/-	430/-	125	300	5
60	9	16,4	3,2	200/-	268/-	188	320	5
60	14,5	16,5	3,3	140/-	188/-	150	320	5
65	0	16,3	2,6	432/300	560/494	120	238	4
68	19	16,1	2,7	140/81	187/130	290	400	8

* NO_x^{*} — массовая концентрация NO_x при объемной концентрации O₂ в смеси, равной 15 %.

Во втором случае (на ГРЭС № 3) проводился анализ впрыска пара в КСВД для улучшения технико-экономических и экологических показателей ГТ-100. Впрыск пара производился при нагрузке 50—68 МВт (табл. 6.4).

При впрыске пара в КСВД при нагрузке 50—60 МВт в количестве 9—14,5 т/ч устойчивость горения топлива не снижалась и заметного ухудшения полноты его выгорания не происходило. Максимальное значение удвоенной амплитуды пульсаций давления в объеме КС практически не изменилось и составило 0,1 МПа (частота 1—5 Гц), т.е. около 4,5—5 % номинального. Концентрация СО за ТНД составляла 0,014—0,015 % (полнота выгорания 99,8 %), показатель дымления был около 5. При расходе пара 9 т/ч концентрация оксидов азота NO_x за ТНД снизилась в 1,6 раза, а при увеличении расхода до 14,5 т/ч — в 2,3 раза. Во второй серии испытаний (при нагрузке 65 МВт) показатели были еще выше, но при этом несколько увеличилось дымление.

6.7. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И УПРАВЛЕНИЯ РАБОТОЙ ТИПОВЫХ ГТУ

Современные энергетические ГТУ оснащаются автоматизированными системами управления основным и вспомогательным оборудованием. Их разработка базируется на микропроцессорной технике и сочетается с устройствами автоматического управления*.

Систему автоматического управления (САУ) выполняют электрогидравлической или электропневмогидравлической («сухой») в зависимости от работок конкретных фирм.

Автоматизированная система управления технологическим процессом ГТУ должна выполнять следующие функции:

- участвовать в регулировании частоты и мощности в энергосистеме в штатном и аварийном режимах;
- проверять выполнение целого ряда предпусковых условий и, если они не выполняются, выдавать оператору соответствующую информацию;

* Используются разработки фирм ЛМЗ, «Авиадвигатель», ВТИ, «Невский завод», НИКТИТ, General Electric и др

в) осуществлять автоматический разворот вала ГТУ, зажигание топлива в КС, выход на холостой ход, синхронизацию с электрической сетью и выход на режим заданной нагрузки (режимы нормального или ускоренного пуска), регистрацию пусковых режимов;

г) обеспечивать автоматическое регулирование частоты вращения, ограничение начальной температуры газов перед газовой турбиной, стабилизацию режима заданной мощности, поддержание запаса устойчивости до границы помпажа компрессора на всех режимах;

д) осуществлять предупредительную и аварийную сигнализацию, защищать оборудование ГТУ в аварийных ситуациях;

е) обеспечивать нормальный останов и охлаждение ГТУ на предусмотренных режимах и аварийный останов с мгновенным отключением подачи топлива;

ж) обеспечивать плавный переход с одного вида топлива на другой;

з) обеспечивать немедленное отключение ГТУ в случае:

недопустимого превышения начальной температуры газов перед ГТ;

повышения частоты вращения ротора сверх допустимого предела;

недопустимого осевого сдвига, недопустимых относительных перемещений роторов компрессора и ГТ;

недопустимого понижения давления масла в системе смазки или уровня масла в маслоблоке;

недопустимого повышения температуры масла на сливе из любого подшипника или из любой колодки упорного подшипника;

погасания факела в КС;

возрастания вибрации подшипниковых опор выше допустимых значений;

недопустимого понижения давления газообразного или жидкого топлива;

возникновения помпажа компрессора или недопустимого приближения к границе помпажа;

недопустимого изменения давления воздуха за компрессором;

отключения электрогенератора ГТУ;

исчезновения напряжения на устройствах АСУ ТП, регулирования или на всех контрольно-измерительных приборах.

Автоматизированная система управления ГТУ выполняет ряд информационных задач, а также расчет технико-экономических показателей, диагностику технического состояния установки и др.

Система автоматического управления должна иметь:

степень нечувствительности регулятора частоты при любой нагрузке не более 0,2 % номинальной;

нечувствительность регулятора температуры газов к изменению температуры менее чем на 10 °С.

Система автоматического управления воздействует на устройства, которые регулируют: общий расход топлива; углы установки поворотных направляющих аппаратов на входе и в первых ступенях компрессора; положение антипомпажных клапанов; распределение топлива и воздуха в КС.

Первые АСУ ТП энергетических ГТУ были основаны на гидромеханических системах регулирования паровых турбин. К ним добавлялись пневматическая система регулирования начальной температуры газов, система ограничения подачи топлива при пуске и ручное программирование заданием параметров. Независимые устройства обеспечивали защиту от превышения

допустимой скорости и температуры, пожара, затухания пламени, утечки смазочного масла и роста вибраций.

В конце 60-х годов XX столетия были созданы первые электронные системы управления ГТУ. Примером такой системы может служить САУ «Спидроник Mark I» фирмы General Electric (США). В ней топливный регулятор, пневматическая система регулирования температуры и электромеханическая система регулирования подачи топлива во время пуска были реализованы с помощью электронной техники.

За последние десятилетия произошло значительное усовершенствование системы «Спидроник» и переход от САУ Mark I к модели Mark V (табл. 6.5).

В системе управления энергетической ГТУ «Спидроник Mark V» используются 16-битные микропроцессорные контроллеры с тройным резервированием и резервированием двух из трех каналов критического управления и защиты. Применена также программа по обеспечению устойчивости к отказам (SIFT). Датчики контроля и защиты с тройным резервированием поддерживаются всеми тремя управляющими процессорами. Выходные сигналы системы сначала проверяются на выводах соленоида, а далее на логическом уровне. Это повышает не только качество защиты, но и надежность эксплуатации.

Интерфейс оператора состоит из цветного монитора и клавиатуры и обеспечивает ему информацию о текущих условиях работы. Связь между интерфейсом оператора и САУ ГТУ осуществляется передачей сигнала от процессора общих данных («С») к трем управляющим процессорам («R», «S», «Т»).

Таблица 6.5. Достижения концепции электронного управления в САУ «Спидроник» (General Electric, США)

Функция САУ	Тип САУ «Спидроник» (год создания)				
	Mark I (1966)	Mark II (1973)	Mark III (1976)	Mark IV (1982)	Mark V (1991)
Программирование	Релейное	Дискретные полупроводниковые элементы		Микропроцессор	Микропроцессор
Управление	Дискретное полупроводниковое	Интегральные схемы (ИС)	ИС и микропроцессор	Микропроцессор	Микропроцессор
Защита	Релейная	Релейная и полупроводниковая	ИС и микропроцессор	Микропроцессор	Микропроцессор
Отображение данных	Аналоговые измерительные приборы и релейный индикатор	Аналоговые и цифровые измерительные приборы; полупроводниковый индикатор		Электронно-лучевая трубка (ЭЛТ) и светодиодный индикатор	Цветная графика
Ввод данных	Рычажные переключатели			Мембранные переключатели	Клавиатура и/или контактная разность потенциалов
Устойчивость к неполадкам	Ручная система обнаружения неполадок		Автоматическое определение неисправности	Программное обеспечение	Программное обеспечение устойчивости SIFT

Ниже приведены некоторые функциональные возможности САУ «Спидроник Mark V».

В соответствии с видом топлива, выбранным оператором, управляющий сигнал по топливу подается через делитель сигнала на систему подачи газообразного и жидкого топлива. Пуск может быть осуществлен на любом виде топлива. Для поддержания стабильного уровня нагрузки ГТУ переход с одного вида топлива на другой происходит после истечения соответствующего времени заполнения (рис. 6.23). Автоматизированный процесс продувки недействующей топливной системы находится под постоянным наблюдением оператора. Переход с одного вида топлива на другой может быть запущен автоматически при нарушении подачи основного топлива (о чем оповещает предупредительный сигнал) и завершен без вмешательства оператора. Возврат к основному топливу осуществляется вручную.

Схема двухступенчатой системы регулирования подачи газообразного (основного) топлива, в которой регулирование давления осуществляется в зависимости от частоты вращения и расхода в соответствии с управляющим сигналом по топливу, приведена на рис. 6.24. Применение этих двух ступеней регулирования обеспечивает стабильный коэффициент снижения нагрузки (100/1), достаточной для управления в условиях пуска и прогрева, и максимальный расход при выработке пиковой мощности в условиях минимальной температуры окружающей среды.

Клапан, регулирующий частоту вращения в зависимости от давления, действует как независимый стопорный клапан. Он оборудован встроенным размыкающим реле с гидравлическим приводом, которое может закрывать клапан независимо от управляющих сигналов, подаваемых на него. И стопорный, и регулирующий клапаны — это обратные клапаны с гидравлическим приводом, которые закрываются при потере сигнала по потоку либо по гидравлическому давлению. Распределение топлива между горелками в двухступенчатых КС



Рис. 6.23. Характеристика двухтопливной системы ГТУ при переходе с газообразного топлива на жидкое (General Electric)

1 — управляющий сигнал по всему топливу, 2, 3 — управляющие сигналы по газообразному и жидкому топливу; соответственно

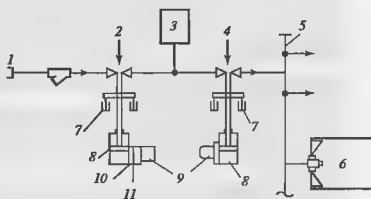


Рис. 6.24. Система регулирования подачи газообразного топлива ГТУ (General Electric)

1 — подача топлива, 2 — стопорный клапан, 3 — регулятор подачи топлива, 4 — регулирующий клапан; 5 — кольцевой коллектор, 6 — камера сгорания; 7 — двухтопливный линейный дифференциальный преобразователь скорости, 8 — гидроцилиндр; 9 — клапан, 10 — гидравлическое реле, 11 — подача масла

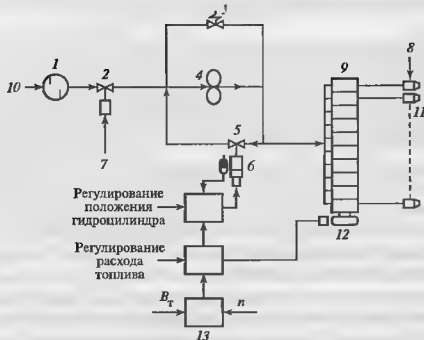


Рис. 6.25. Система регулирования подачи жидкого топлива ГТУ (General Electric)

1 — фильтр, 2 — стопорный клапан; 3 — предохранительный клапан, 4 — топливный насос, 5 — клапан рециркуляции; 6 — гидродолильщик; 7 — подача масла; 8 — индивидуальные запорные клапаны, 9 — делитель потока топлива, 10 — подача жидкого топлива; 11 — топливные форсунки (обычно 10 шт.), 12 — трехскоростной редуктор с двумя зубчатыми передачами, 13 — усилитель сигналов

осуществляется с помощью кольцевого коллектора. При этом тщательно контролируются проходные сечения топливных форсунок.

Система регулирования подачи жидкого топлива схематично представлена на рис. 6.25. В ней применяется топливный насос объемного действия, регулирование расхода топлива осуществляется двумя потоками: со стороны всаса насоса и циркуляцией части топлива. Необходимый коэффициент снижения нагрузки получается умножением сигнала топливной системы на сигнал, пропорциональный частоте вращения вала ГТ. Результирующий сигнал устанавливает долю рециркуляции для насоса либо регулирует открытие байпасного клапана таким образом, чтобы фактический расход топлива, измеренный через скорость делителя потока жидкого топлива, был равен расчетному значению.

В САУ энергетических ГТУ фирмы General Electric предусмотрена стандартная последовательность автоматического пуска, изложенная ниже (рис. 6.26).

После успешного завершения автоматических проверок системы и установления давления смазочного масла запускается пусковое (стартерное) устройство. ГТУ простого цикла с направленным вверх выходом газов обычно не нуждаются в продувке газоходов перед зажиганием топлива, осуществляемым при достижении определенного значения частоты вращения ротора (25—30 % номинальной в зависимости от параметров окружающей среды). Если в течение 60 с после начала операции воспламенение топлива не происходит, то САУ автоматически запускает процедуру продувки газоходов, по окончании которой осуществляется попытка повторного зажигания.

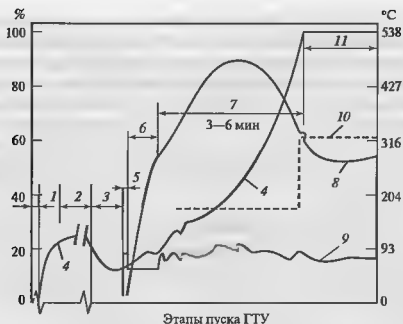


Рис. 6.26. Пусковые характеристики энергетической ГТУ (General Electric)

1 — пуск вспомогательного оборудования и прогрев дизеля; 2 — продувка, 3 — вращение по инерции (в тех случаях, когда дизельный агрегат используется в качестве пускового устройства); 4 — частота вращения ротора ГТУ n , %, 5 — воспламенение топлива, 6 — прогрев проточной части ГТУ, 7 — ускорение ротора ГТУ, 8 — температура газов на входе в ГТ $T_{гв}$, °C, 9 — доля подачи топлива в КС ГТУ по сравнению с номинальным расходом, %, 10 — степень раскрытия ВНА, %; 11 — этап работы ГТУ на холостом ходу

В системах, утилизирующих теплоту выходных газов ГТУ в теплообменниках различной конструкции, имеются полости, в которых могут скапливаться горючие вещества. В таких случаях для обеспечения безопасной работы производят продувку газоходов. Необходимая частота вращения вала поддерживается постоянной в течение всего времени продувки, которое составляет 1—10 мин в зависимости от типа и конфигурации теплообменников. После завершения продувки частота вращения ротора снижается до значений, необходимых для осуществления зажигания топлива. Эти значения выбираются для минимизации термической усталости газоходов, расположенных в области высоких температур, и обеспечения надежного зажигания и перекрестного воспламенения в КС.

Процедура зажигания заключается в подаче напряжения на запальные свечи и установке расхода топлива, необходимого для воспламенения. Процессы зажигания и перекрестного воспламенения завершаются, когда датчики, расположенные на противоположной свечам стороне КС, фиксируют горение.

После завершения прогрева расход топлива увеличивается, и ускорение вала ГТУ возрастает. При достижении частоты вращения, равной 30—50 % номинальной, включается программа с заданным алгоритмом изменения частоты вращения: медленное увеличение вначале и резкое увеличение перед достижением рабочего значения. Такой характер изменения скорости вращения позволяет снизить термические напряжения, возникающие при пуске.

При частоте вращения, равной 40—80 % номинальной, крутящий момент ГТ возрастает настолько, что установка может работать без внешнего источника энергии. При частоте вращения, равной 80—90 % номинальной, ВНА

компрессора, который был закрыт во время пуска, раскрывается в положение, соответствующее номинальной частоте вращения на холостом ходу.

При приближении частоты вращения ротора ГТУ к номинальной запускается ступенчатая процедура синхронизации, которая заключается в согласовании частоты вращения и напряжения электрогенератора и энергосети и включении автоматического выключателя в момент, когда рассогласование фаз тока лежит в допустимых пределах. Для предотвращения отключения электрогенератора от сети из-за обратного перетока энергии в момент подключения частота вращения ротора не должна отличаться от частоты сети более чем на $\pm 0,1$ Гц.

Заключительным этапом процедуры пуска ГТУ является автоматическое нагружение электрогенератора с постоянной и нарастающей частотой вращения до заданного значения нагрузки. В табл. 6.6 приведены значения времени пуска и нагружения различных типов энергетических ГТУ фирмы General Electric (США).

Отключение от сети в нормальном режиме осуществляется по команде оператора. Отмена команды на отключение возможна до тех пор, пока выключатель электрогенератора не разомкнут и падение частоты вращения вала не превышает 5 % номинальной. Процедура отключения ГТУ начинается с автоматической разгрузки энергоустановки. Соответствующее реле размыкает главный выключатель электрогенератора и устанавливает минимальный расход топлива, достаточный лишь для поддержания пламени. При снижении частоты вращения до 30 % номинальной происходит полное прекращение подачи топлива. Цель «горячего отключения» заключается в снижении термической усталости газоходов, работающих в области высоких температур.

Таблица 6.6. Время пуска, мин, энергетических ГТУ простого цикла (General Electric)

Тип ГТУ	Характер пуска	Тип пускового устройства	Время прогрева дизеля $\tau_{пр}$	Время пуска турбины $\tau_{пуск}$	Общее время пуска ГТУ ($\tau_{пр} + \tau_{пуск}$) до номинальной скорости на холостом ходу	Полное время пуска ГТУ и нагружения до базовой нагрузки
MS5001P	Нормальный	Гидро-стартер	—	7,0	7,0	12,0
			2	7,17	9,17	13,17
	Ускоренное нагружение	Дизель	0,5	7,17	7,67	9,67
MS6001B	Аварийный	Дизель	0,5	4,0	4,5	5,0
	Нормальный		2	10,0	12,0	16,0
	Ускоренное нагружение		0,5	6,67	7,17	9,17
MS7001E (A)	Нормальный	Электро-двигатель	—	—	—	19,5
	Ускоренное нагружение		—	7,5	7,5	9,0
MS7001F MS9001E	Нормальный	Электро-двигатель	—	13,5	13,5	25,5
			—	8,17	8,17	20,17
	Ускоренное нагружение		—	8,17	8,17	9,67

После прекращения подачи топлива вал энергетической ГТУ вращается по инерции с замедлением до включения валоповоротного устройства (ВПУ). Ротор должен вращаться определенное время для предотвращения его прогиба из-за неравномерного охлаждения, приводящего к вибрациям при последующих пусках. Время работы ВПУ и охлаждения ГТУ лежит в пределах 5—48 ч в зависимости от мощности установки. При необходимости процедура охлаждения может быть прервана для нового запуска.

Энергетические ГТУ, оборудованные пусковыми дизельными двигателями, можно запускать без внешнего источника электроэнергии в так называемом режиме автономного пуска. Аварийный насос постоянного тока, подающий смазочное масло для запуска, и насос постоянного тока, подающий жидкое топливо в режиме автономного пуска, подключены к аккумуляторной батарее энергоблока. Пульты управления ГТУ и электрогенератора также питаются от аккумуляторной батареи. Инвертор обеспечивает подачу переменного тока, необходимого для воспламенения топлива и подпитки интерфейса оператора блока. Напряжение на вентиляторы системы охлаждения подается от генератора через трансформатор напряжения после того, как частота вращения электрогенератора превысит 50 % номинальной. Для обеспечения работоспособности системы с применением автономного пуска используется ВПУ, питаемое от аккумуляторной батареи постоянного тока и обеспечивающее режим охлаждения ротора.

Фирма General Electric в производимые ГТУ и ПГУ внедряет последнюю модификацию АСУ ТП «Mark VI». Применение цифровых систем позволяет повысить надежность АСУ ТП до 99,98 %, при этом среднее время устранения неисправностей менее 30 мин. Это позволяет уменьшить текущие издержки, сократить численность обслуживающего персонала, число отказов в работе.

Система автоматического управления однофазной энергетической ГТУ типа ГТЭ-180 (АО ЛМЗ, «Авиадвигатель», ВТИ) выполнена электрогидравлической. Она структурно разделена на электрическую часть системы регулирования, выполненную на базе микропроцессорной техники (ЭЧСР-М), и на гидравлическую часть (ГЧСР), работа которых взаимосвязана.

Система ЭЧСР-М управляет положением регулирующих топливных клапанов (РК) в различных режимах работы ГТУ. В своем составе она имеет следующие функциональные блоки:

программные задатчики соответственно малого начального открытия РК, частоты вращения, текущего значения мощности, конечного значения мощности;

измерители частоты вращения, температуры газов, запаса по помпажу;

уставки технологических параметров;

сумматоры сигналов;

ограничители и селекторы каналов регулирования;

регуляторы параметров;

селекторы максимального и минимального сигналов.

В ГЧСР соответственно входят следующие системы:

1. Система управления частотой вращения ротора и активной мощностью электрогенератора, работающая по сигналу ЭЧСР-М и воздействующая на электромеханический преобразователь (ПЭМ) изменением тока. Это

изменение преобразуется в перемещение штока ПЭМ и, следовательно, в перемещение золотника регулятора скорости, изменяющего расход масла.

2. Система топливоподачи. Основной гидравлической частью САУ является исполнительный двигатель привода кулачкового вала регулирующих клапанов газообразного и жидкого топлива. Наличие кулачков между исполнительным двигателем и клапанами позволяет осуществить их профилирование и получить необходимые коэффициенты усиления при регулировании при значительно меняющемся давлении топлива перед форсунками. В рассматриваемой ГЧСР есть особое дозирующее устройство — блок запорных клапанов на основе дроссельных шайб, с помощью которого распределяется расход топлива на начальном этапе пуска.

3. Система защиты от недопустимого повышения частоты вращения ротора ГТУ, позволяющая быстро прекратить подачу топлива к форсункам и остановить установку. Эта система обеспечивает также проверку работоспособности узлов защиты при работе ГТУ под нагрузкой.

4. Система антипомпажного регулирования, защищающая компрессор от недопустимого приближения к границе помпажа и открывающая антипомпажные клапаны в режимах пуска и останова ГТУ.

5. Система маслоснабжения САУ, предназначенная для очистки масла от механических примесей, выделения воздуха из масла и подачи масла под давлением 2 МПа к узлам регулирования. Система используется также для кратковременного поддержания избыточного давления масла в системе регулирования и при кратковременной потере питания собственных нужд ТЭС. Система маслоснабжения ГЧСР имеет два электронасоса переменного тока, один из которых резервный. В установке типа ГТЭ-180 система смазки подшипников отделена от системы маслоснабжения САУ, что позволяет обеспечить лучшую очистку масла в системе регулирования, чем в общей системе. Используемое масло имеет марку Тп-22. Большинство схемных и конструктивных решений системы маслоснабжения и узлов ГЧСР аналогично отработанным системам регулирования паровых и газовых турбин АО ЛМЗ.

Энергетическая ГТУ типа ГТЭР-12 (ОАО «Невский завод») имеет свободную силовую турбину и регенератор теплоты выходных газов. При разработке САУ этой ГТУ за основу была принята освоенная заводом электропневмогидравлическая («сухая») система управления*. Часть этой системы представлена на рис. 6.27.

При эксплуатации ГТУ воздух в систему регулирования поступает из осевого компрессора через блок воздухоподготовки и регулятор давления «после себя» 5. Связь между элементами САУ осуществляется с помощью воздушных линий протоочного воздуха *I*, предельной защиты *IV* и постоянного давления *III*. Линия постоянного давления объединяет топливный регулирующий клапан 2, стопорный клапан 6, отсечной золотник 4, регулятор давления 5 и два электромагнитных клапана (вентили) (ЭМВ). В этой линии на всех режимах работы ГТУ регулятором 5 поддерживается постоянное давление 140 кПа.

Проточная воздушная линия *I* образуется из линии постоянного давления через дроссельную шайбу диаметром 4 мм, она связывает между собой регулятор скорости 1, регулирующий клапан 2, отсечной золотник 4, ограничитель приемистости 12 и ЭМВ. Выпуск воздуха из линии *I* может осу-

* Система управления разработана АО НИКТИТ

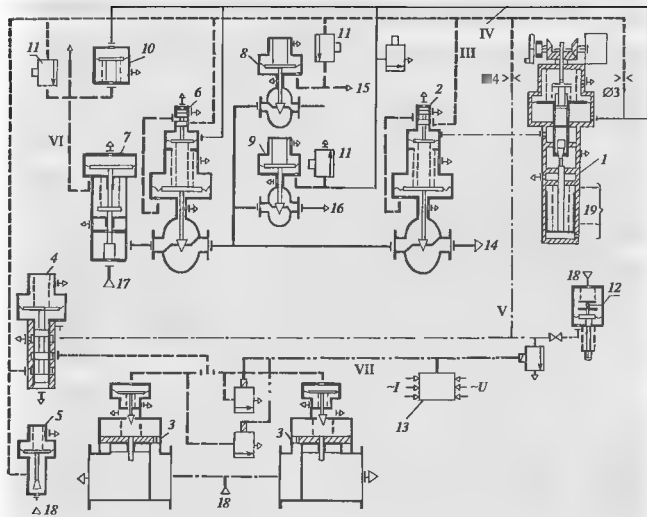


Рис. 6.27. Система регулирования и управления энергетической ГТУ ГТЭР-12 (ОАО «Новский завод»)

1 — регулятор скорости, 2 — клапан регулирующий; 3 — клапан выпускной; 4 — золотник отсечной; 5 — регулятор давления «после себя», 6 — клапан стопорный, 7 — клапан отсечной; 8, 9 — клапаны байпасные, 10 — золотник переключающий; 11 — клапан электромагнитный, 12 — ограничитель приемистости, 13 — блок импульсной разгрузки турбины; 14 — к основным горелкам; 15 — к запальной горелке, 16 — к дежурной горелке; 17 — топливный газ; 18 — воздух после компрессора ГТУ; 19 — масло; — — — — — воздух постоянного давления III; — — — — — воздух предельной защиты IV; — — — — — воздух проточный V; — — — — — воздух в прочих линиях VI; - - - - - линия электрической связи VII

ществляться через регулятор скорости, ограничитель приемистости и ЭМВ. Уровень давления в этой линии определяет степень открытия регулирующего клапана и соответственно мощность ГТУ (начальное давление 60 кПа, максимальное 120 кПа).

Основным элементом в САУ служит электропневмогидравлический регулятор скорости 1, поддерживающий заданную частоту вращения вала силовой турбины. Регулятор скорости снабжен механизмом управления, позволяющим изменять (автоматически, дистанционно или поворотом рукоятки) задание по частоте вращения при пуске и останове ГТУ, синхронизации электрогенератора, работе под нагрузкой (автономная электрическая сеть), а также изменять мощность установки после синхронизации (энергосистема большой мощно-

сти). В первом варианте нагружение/разгружение ГТУ по мощности осуществляется подключением/отключением потребителей электроэнергии.

Датчиком частоты вращения в САУ служит масляный насос, установленный на валу силовой турбины. Давление, развиваемое насосом пропорционально квадрату частоты вращения, воспринимается поршнем регулятора скорости. При отклонении частоты вращения силовой турбины от заданного значения вследствие изменения нагрузки изменяется давление, развиваемое насосом. Это приводит к перемещению поршня регулятора скорости, изменению площади выпуска и давления воздуха в проточной линии *V* и к соответствующему изменению открытия регулирующего клапана. Таким образом осуществляется автоматическое поддержание заданной частоты вращения с неравномерностью, определяемой САУ.

Воздушная линия предельной защиты *IV* связана с линией воздуха постоянного давления *III* через дроссельную шайбу диаметром 3 мм и соединяет между собой регулятор скорости *1*, байпасный клапан *9*, стопорный клапан *6*, переключающий золотник *10* и ЭМВ. При работе ГТУ в этой линии устанавливается давление 135—140 кПа. Под его воздействием открыты стопорный клапан *6* и байпасный клапан *9*, закрыт выпуск воздуха через переключающий золотник *10*, а мембрана в регуляторе скорости *1* прижата к клапану.

Нормальный и аварийный останов ГТУ сопровождаются подачей напряжения на ЭМВ, установленный на этой линии, который открывает выпуск воздуха, приводящий к быстрому уменьшению давления. В результате закрываются отсечной клапан *7* на подаче топливного газа, стопорный клапан *6*, байпасный клапан *9* на подводе топлива к дежурной горелке КС. Мембрана в регуляторе скорости под действием верхней пружины перемещается вниз, открывает сброс воздуха из проточной линии, что приводит к закрытию регулирующего клапана на подаче топливного газа к основным горелкам КС.

При наличии давления в линии предельной защиты открытие отсечного клапана *7* при пуске ГТУ осуществляется подачей напряжения на ЭМВ *II*, при срабатывании которого воздух из линии постоянного давления подается под мембрану поршня. При работе ГТУ этот ЭМВ остается под напряжением.

Аналогичным образом при пуске ГТУ открывается байпасный клапан *9*, который после зажигания топлива на дежурной горелке закрывается снятием напряжения с ЭМВ.

При работе ГТУ байпасный клапан *9* открыт, а ЭМВ, управляющий этим клапаном, обесточен. При пуске ГТУ этот вентиль находится под напряжением, которое снимается после подачи газа к запальной горелке. Через клапан *9* обеспечивается подача топлива к дежурной горелке в количестве приблизительно 15 % номинального расхода, что необходимо для исключения погасания факела в КС при сбросе нагрузки, когда регулирующий клапан кратковременно полностью перекрывает подачу топлива к основным горелкам.

Для управления воздушным выпускным клапаном (ВВК) *3* кроме отсечного золотника *4* предусмотрены два ЭМВ, стравливающих воздух из линий управления этими клапанами.

В состав САУ ГТУ входит также электронный блок импульсной разгрузки турбины (БИРТ) *13*, управляющий подачей топлива в КС и выпуском воздуха из линии нагнетания осевого компрессора при частичных и полных сбросах нагрузки с электрогенератора. Получая от трансформаторов тока и напряжения текущие значения токов и напряжений в трех фазах, БИРТ изме-

ряет частоту тока f , вычисляет текущую мощность электрогенератора N_{Γ}^3 и изменение частоты тока во времени df/dt .

При сбросе мощности на электрогенераторе в момент времени $t = t_0$ БИРТ определяет значение $\Delta N = N_{\Gamma 1}^3 - N_{\Gamma 2}^3$ (где $N_{\Gamma 1}^3$, $N_{\Gamma 2}^3$ — значения мощностей до и после сброса нагрузки) и сравнивает его с принятым значением ΔN^* . Если $\Delta N > \Delta N^*$, то блок формирует сигнал на реле, срабатывание которого сопровождается одновременной подачей напряжения на три ЭМВ, управляющих регулирующим и выпускным клапанами. При этом давление воздуха в проточной линии резко падает и регулирующий клапан закрывает подачу топлива, а ВВК открывает выпуск воздуха из компрессора в атмосферу. При прекращении увеличения частоты вращения ротора силовой турбины ГТУ в момент времени $t = t_3$ ($df/dt = 0$) БИРТ формирует сигнал на снятие напряжения со всех трех ЭМВ, что приводит к закрытию ВВК и прекращению выпуска воздуха из проточной линии. В результате этого управление положением регулирующего клапана вновь передается регулятору скорости, который переводит ГТУ в режим, соответствующий новой нагрузке $N_{\Gamma 2}^3$.

Если $\Delta N < \Delta N^*$, то БИРТ не формирует сигнал на реле и перевод ГТУ на новый режим работы осуществляется только по сигналам управления регулятора скорости. При этом ВВК управляются отсечным золотником, который открывает эти клапаны, если регулирующий клапан закроется полностью и давление в проточной линии снизится до 50 кПа. Закрытие ВВК происходит при увеличении этого давления выше 50 кПа и предшествует открытию регулирующего клапана.

Быстродействие БИРТ составляет около 30 мс. Во избежание ложных срабатываний при скачках напряжения в сети и питании блока (220 В, 50 Гц) в БИРТ предусмотрена защита.

В агрегатной системе автоматики существует резервный канал управления ЭМВ.

Контрольные вопросы

1. Как изменяются параметры равновесного режима работы энергетической ГТУ при понижении температуры наружного воздуха $T_{\text{нв}}$ ($T_{\text{нт}} = \text{const}$)?
2. Как изменяются параметры равновесного режима работы энергетической ГТУ с увеличением начальной температуры газов $T_{\text{нт}}$ ($T_{\text{нв}} = \text{const}$)?
3. Перечислите и объясните ограничения возможных режимов работы энергетической ГТУ.
4. Почему регулирование электрической нагрузки ГТУ изменением положения ВНА выгоднее регулирования нагрузки изменением начальной температуры газов $T_{\text{нт}}$?
5. Как и почему влияет изменение температуры, давления и влажности наружного воздуха на характеристики энергетической ГТУ?
6. Каковы способы стабилизации температуры воздуха на входе в компрессор ГТУ?
7. Почему впрыск воды (пара) оказывает влияние на характеристики ГТУ, где он осуществляется?

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ И ХАРАКТЕРИСТИК
ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ7.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГТУ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ
ПО ЗАВОДСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

Расчет тепловой схемы энергетической ГТУ в переменном режиме — весьма сложная задача. В полном объеме она выполняется фирмами-изготовителями установки с использованием собственных расчетных методов, стендовых испытаний, моделирования и результатов измерений характеристик первых опытных образцов. Научно-исследовательские и проектные институты, энергопредприятия, вузы и другие организации используют представляемые фирмами характеристики и по ним оценивают возможности той или иной ГТУ. При наличии достаточной информации энергетические показатели ГТУ для различных режимов работы можно определить, аппроксимируя информацию фирм-изготовителей оборудования, представляемую ими в графической или табличной форме.

В Московском энергетическом институте в НИЛ «Газотурбинные и парогазовые ТЭС» создана программа аппроксимации таких табличных данных с использованием метода наименьших квадратов, которая позволяет получить зависимости заводских характеристик от нескольких переменных.

С помощью этой программы обработаны технические данные ряда отечественных и зарубежных ГТУ и получены уравнения, с достаточной степенью точности (погрешность 0,5—1,0 %) описывающие энергетические характеристики этих ГТУ в различных режимах.

Проведенные расчеты показывают, что характеристики ГТУ при номинальной нагрузке можно описать полиномами с использованием многочленов второго и третьего порядков:

$$F(T_{\text{н.в}}) = \sum_{i=0}^n a_i T_{\text{н.в}}^i, \quad (7.1)$$

либо

$$F(T_{\text{н.в}}) = F_0 \sum_{i=0}^n b_i T_{\text{н.в}}^i, \quad (7.2)$$

где F_0 — номинальная характеристика ГТУ для условий по ISO ($T_{\text{н.в}} = 15^\circ\text{C}$, $p_{\text{н.в}} = 0,1013$ МПа, $\phi_{\text{н.в}} = 60\%$).

К примеру, для зарубежной энергетической ГТУ средней мощности получены и использованы при расчетах следующие зависимости:

для электрической нагрузки ГТУ, МВт:

$$N_3^r = 24,6(1,075 - 3,182 \cdot 10^{-3} T_{\text{н.в}} - 1,017 \cdot 10^{-4} T_{\text{н.в}}^2 - 1,494 \cdot 10^{-6} T_{\text{н.в}}^3);$$

для электрического КПД ГТУ, %:

$$\eta_{\text{э}}^{\Gamma} = 34,2(1,006 - 4,002 \cdot 10^{-4} T_{\text{н.в}});$$

для расхода газов за ГТУ, кг/с:

$$G_{\text{к.т}} = 79,2(1,057 - 3,52 \cdot 10^{-3} T_{\text{н.в}} - 1,97 \cdot 10^{-5} T_{\text{н.в}}^2);$$

для температуры газов за ГТУ, °C:

$$T_{\text{к.т}} = 534(0,9887 + 7,003 \cdot 10^{-4} T_{\text{н.в}} + 2,727 \cdot 10^{-6} T_{\text{н.в}}^2).$$

Некоторым энергетическим ГТУ свойственно наличие излома характеристик работы при определенной температуре наружного воздуха $T_{\text{изл}}$, что объясняется ограничениями максимально возможной электрической нагрузки генератора ГТУ. В таком случае характеристики установки могут быть составлены из двух уравнений, каждое из которых корректно для определенного интервала температур:

$$\left. \begin{aligned} F(T_{\text{н.в}}) &= \sum_{i=0}^n c_i T_{\text{н.в}}^i \quad \text{при } T_{\text{н.в}} < T_{\text{изл}}; \\ F(T_{\text{н.в}}) &= \sum_{i=0}^n d_i T_{\text{н.в}}^i \quad \text{при } T_{\text{н.в}} > T_{\text{изл}}. \end{aligned} \right\} \quad (7.3)$$

В качестве примера характеристики зарубежной энергетической ГТУ средней мощности, аппроксимированные с учетом излома, представлены в табл. 7.1.

Если необходимо аппроксимировать зависимости параметров ГТУ не только от температуры наружного воздуха, но и от ее нагрузки, то пользуются более сложными зависимостями. В общем виде они могут быть представлены так:

Таблица 7.1. Коэффициенты c_i , d_i характеристик ГТУ

Показатель	Коэффициент	Значение коэффициентов при i , равном			
		0	1	2	3
Электрическая мощность ГТУ, МВт	c_i	70	0	0	0
	d_i	68,10	-0,3448	$-7,119 \cdot 10^{-4}$	0
Электрический КПД ГТУ, %	c_i	36,29	-0,01232	$1,136 \cdot 10^{-4}$	0
	d_i	36,22	-0,02821	$-1,430 \cdot 10^{-3}$	$1,354 \cdot 10^{-5}$
Расход газов на выходе ГТУ, кг/с	c_i	211,66	1,736	0,08334	$1,371 \cdot 10^{-3}$
	d_i	200,99	-0,5386	$-2,984 \cdot 10^{-3}$	0
Температура газов на выходе ГТУ, °C	c_i	522,6	0,2757	$-1,544 \cdot 10^{-3}$	$4,856 \cdot 10^{-6}$
	d_i	522,7	0,3074	$-3,768 \cdot 10^{-3}$	$7,829 \cdot 10^{-5}$

Примечание Коэффициенты c_i — для $T_{\text{н.в}} < -6^\circ\text{C}$, d_i — для $T_{\text{н.в}} \geq -6^\circ\text{C}$

$$F(T_{\text{н.т}}, \bar{N}) = \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^n (a_{i,j} T_{\text{н.т}}^i \bar{N}^j), \quad (7.4)$$

где $\bar{N}$ — относительная нагрузка ГТУ.

При определении электрического КПД зарубежной энергетической ГТУ средней мощности были получены следующие значения коэффициента $a_{i,j}$ для полинома при $n = 3$:

$$a_{i,j} = \begin{pmatrix} -0,5044 \cdot 10^{-1} & 0,1233 \cdot 10^3 & -0,1355 \cdot 10^3 & 0 \\ -0,4125 \cdot 10^{-1} & 0 & 0,2722 \cdot 10^{-2} & 0 \\ -0,1411 \cdot 10^{-2} & 0 & 0,6003 \cdot 10^{-3} & -0,8318 \cdot 10^{-4} \\ 0 & 0,5231 \cdot 10^2 & -0,8317 \cdot 10^{-4} & 0,8372 \cdot 10^{-4} \end{pmatrix}.$$

В этом полиноме среднеквадратическое отклонение при аппроксимации равно 0,22 %, что вполне удовлетворяет точности расчетов. Проведенные исследования показали, что дальнейшее увеличение $n > 3$ не приводит к повышению точности определения характеристик.

7.2. ТИПОРАЗМЕРЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

7.2.1. Газотурбинные установки

Газотурбинное машиностроение в Советском Союзе четко разделялось по ведомственной принадлежности: авиационное, судовое и энергетическое, причем авиационное и судовое как относящееся к оборонному комплексу на протяжении десятилетий получало приоритетное развитие и достигло значительных успехов. За исключением одного авиадвигателестроительного, одного судостроительного и одного энергомашиностроительного предприятия, оказавшихся после распада Советского Союза на территории Украины, весь потенциал газотурбинного машиностроения остался в России.

Наибольший научно-технический, конструкторский и производственный потенциал газотурбостроения сосредоточен на авиадвигателестроительных предприятиях. В связи с демилитаризацией экономики России, приведшей к многократному сокращению заказов на авиадвигатели, подавляющее большинство авиадвигателестроительных предприятий в течение последних лет занимается созданием энергетических ГТУ на базе существующих и перспективных авиадвигателей с использованием современных технологий проектирования и производства.

Производственными и научно-производственными объединениями России разработан широкий ряд энергетических ГТУ единичной мощностью от 1 до 180 МВт (по ISO). При наличии заказа большинство из них в короткие сроки могут быть изготовлены для работы на газотурбинных электростанциях в автономном режиме, на газотурбинных ТЭЦ и на парогазовых ТЭС.

По мере совершенствования увеличивались параметры рабочего тела ГТУ. В зависимости от начальной температуры газов перед ГТ ГТУ можно условно разделить по «поколениям»:

ГТУ 1-го поколения — $T_{\text{н.т}} < 850^\circ\text{C}$ (по ISO);

ГТУ 2-го поколения — $T_{нт} = 850\text{—}1050\text{ }^{\circ}\text{C}$;

ГТУ 3-го поколения — $T_{нт} = 1050\text{—}1200\text{ }^{\circ}\text{C}$;

ГТУ 4-го поколения — $T_{нт} = 1200\text{—}1350\text{ }^{\circ}\text{C}$;

ГТУ 5-го поколения — $T_{нт}$ более $1350\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В качестве основного топлива в ГТУ применяется природный газ, резервным является жидкое топливо (дизельное или газотурбинное).

Привод электрогенератора может осуществляться непосредственно от вала турбокомпрессора ГТУ или от вала отдельной силовой турбины (СТ), расположенной по ходу газов после ГТ газотурбинного двигателя (ГТД). При вращении вала турбокомпрессора или СТ с частотой вращения более 3000 об/мин привод электрогенератора осуществляется через понижающий редуктор.

Основные производители и разработчики отечественных энергетических ГТУ:

- 1) ОАО «Ленинградский металлический завод» (ЛМЗ), г. Санкт-Петербург;
- 2) АО «Уральский турбомоторный завод» (ТМЗ), г. Екатеринбург;
- 3) ОАО «Невский завод» (НЛЗ), г. Санкт-Петербург;
- 4) АО НИКТИТ (Научно исследовательский институт турбокомпрессоростроения), г. Санкт-Петербург, и др.

Крупными производителями энергетических ГТД являются НПО «Машпроект» (г. Николаев, Украина) и ПО «Заря» (Украина), более 20 лет выпускающие ГТД и энергоустановки единой мощности 2,5—30 МВт для нужд энергетики и газовой промышленности на базе судовых ГТД. Всего в эксплуатации в наземных условиях находится более 600 энергоустановок, использующих газотурбинную технологию. Для нужд энергетики как в отдаленных от энергосистем регионах, так и в центральных районах стран СНГ и за рубежом продолжительное время находятся в эксплуатации более 110 ГТУ, из них в режиме ГТУ-ТЭЦ — 32 энергоустановки. На шести плавучих электрических станциях «Северное сияние» размещено еще 12 энергетических ГТУ.

В последнее десятилетие ввиду снижения заказов на ГТД для нужд авиации большинство авиационных заводов и КБ начало предлагать ГТД для привода электрических генераторов. Основные российские предприятия-поставщики ГТД для нужд малой и средней энергетики:

- 1) ЗАО «Энергоавиа» и МКБ «Союз», г. Москва;
- 2) ГП МКБ «Гранит», г. Москва;
- 3) ОАО «Сатурн», г. Москва;
- 4) ОАО «Рыбинские моторы», г. Рыбинск;
- 5) ОАО «Пермские моторы» и ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь;
- 6) ГНПП «Мотор», г. Уфа;
- 7) АО «Моторостроитель» и СКБМ, г. Самара;
- 8) ОАО СНТК им. Н. Д. Кузнецова («Двигатели НК»), г. Самара;
- 9) АО КПП «Авиамотор» и ОАО КМПО, г. Казань.

Помимо перечисленных предприятий еще около десяти авиационных и вертолетных предприятий предлагают ГТД для энергетических установок малой мощности (от 0,1 до 4 МВт).

Рассмотрим рабочий проект иной энергетической ГТУ типа ГТЭ-180, подготовленный ОАО ЛМЗ, ОАО «Авиадвигатель» Пермь) и ОАО ВТИ по соглашению с РАО «ЕЭС России». При проектировании были использованы опыт ОАО ЛМЗ по созданию и эксплуатации ГТЭ-150 и ГРЭС-3 ОАО «Мосэнерго»,

разработки ОАО «Авиадвигатель» по авиационному двигателю ПС-90 и установке типа ГТЭ-12, разработки АО ВТИ в области газотурбостроения.

Ротор турбокомпрессора спроектирован из отдельных дисков, несущих лопатки компрессора и ГТ. Центрирование дисков между собой и передней и задней концевыми частями осуществляется по хвостовым поясам. Общая жесткость ротора обеспечена центральной стяжкой. Ротор турбогруппы опирается на два опорных подшипника скольжения с антифрикционным покрытием.

Компрессор установки 13-ступенчатый, одиовальный с консольными направляющими лопатками всех ступеней. Рабочие лопатки ступеней крепятся к дискам замками типа «ласточкин хвост». Запас по газодинамической устойчивости компрессора во время пуска обеспечивается клапаном перепуска воздуха за 8-й ступенью и поворотными лопатками ВНА и ПНА 1-й и 2-й ступеней. Все поворотные лопатки управляются синхронно.

За 4, 8 и 13-й ступенями осуществляются отборы воздуха в систему охлаждения ГТ. Все отборы выполняются из наружного корпуса по внешним трубопроводам.

Камера сгорания ГТУ имеет трубчатую схему и состоит из 12 пламенных труб. Используя принцип сжигания бедной гомогенной топливовоздушной смеси. Для ее предварительной подготовки применяется вихревая горелка, имеющая вспомогательный топливный контур, с помощью которого осуществляются запуск ГТУ, работа на режимах с низкими параметрами и поддержание устойчивого горения основного контура на рабочих режимах ГТУ. Через вспомогательный контур топливо поступает непосредственно в зону горения пламенной трубы.

В каждой пламенной трубе КС есть 19 вихревых горелок. Такая многомодульная конструкция позволяет получить более однородное температурное поле на входе в ГТ и осуществить более гибкое управление системой подачи топлива.

Розжиг КС осуществляется с помощью воспламенителей, которые устанавливаются в каждую пламенную трубу и работают на пропан-бутановой смеси от автономной системы топливоподачи. Наличие пламени в пламенных трубах контролируется индивидуальными термоэлектрическими преобразователями, установленными за ГТ.

Ожидаемый уровень выбросов NO_x от ГТ типа ГТЭ-180 при 50—100 %-ной нагрузке составит около 50 мг/м^3 при работе на природном газе и около 100 мг/м^3 при сжигании жидкого топлива.

Газовая турбина — четырехступенчатая с воздушным охлаждением первых трех ступеней. Предусмотрена открытая воздушная система охлаждения основных узлов и деталей. Воздух после компрессора до подачи на охлаждение проходит через водяной воздухоохладитель, где охлаждается до 220°C .

Сопловые и рабочие лопатки 1-й ступени ГТ имеют конвективно-плечное охлаждение с петлевым движением воздуха во внутренней полости. Схема охлаждения рабочих лопаток 2-й и 3-й ступеней включает в себя вихревые матрицы, образованные продольными и наклонными ребрами. Воздух из лопаток выходит через отверстия на корыте вблизи выходной кромки. Рабочие лопатки 4-й ступени не охлаждаются, а сопловые лопатки имеют внутреннюю полость, через которую подается воздух, отбираемый за 4-й ступенью компрессора и выпускаемый в рассечку лабиринтных уплотнений.

Расчетный коэффициент полезного действия ГТ $\eta_{ГТ} = 95,76 \%$, что выше значений КПД отдельных ступеней. Это объясняется увеличением расхода газа по ступеням благодаря подмешиванию охлаждающего воздуха.

Система автоматического управления поворотом лопаток ВНА компрессора обеспечивает:

уменьшение пусковой мощности благодаря установке ВНА в прикрытое положение при пуске ГТУ;

улучшение характеристик ГТУ в отношении сохранения запасов газодинамической устойчивости путем поворота ВНА при изменении температуры наружного воздуха;

возможность дополнительного прикрытия ВНА при эксплуатации ГТУ в схеме ПГУ. В результате можно увеличить на 50°C температуру выходных газов установки в режиме $\bar{N}_r^3 = 85 \%$.

АО «Ленинградский металлический завод» осуществляет проектирование новой серии современных энергетических ГТУ типа ГТЭ-60 — одновалных двухпорных установок мощностью по ISO 64 МВт при КПД производства электроэнергии 36,5 %. Частота вращения газотурбинного двигателя 5441 об/мин, установка снабжена редуктором. Использование кольцевой КС с двухзонным горением должно обеспечить объемную концентрацию вредных выбросов не более 25 ppm.

Еще одна ГТУ этого завода типа ГТЭ-350 выполнена по двухпорной схеме в виде одновальной установки с частотой вращения вала 3000 об/мин. Температура газов за КС принята 1500°C , а силовые лопатки 1-й ступени охлаждаются паром, так как ГТУ планируется использовать в схеме ПГУ.

Невский завод совместно с АО НИКТИТ разрабатывает серию ГТУ для энергетики на базе установки типа ГТР-12. Подготовлены варианты мощностью 10, 12, 16 и 30 МВт, которые могут быть использованы и в схемах ПГУ.

Открытое акционерное общество «СНТК им. Н. Д. Кузнецова» (г. Самара) — крупнейший производитель авиационных двигателей. По заказу РАО «ЕЭС России» на базе газотурбинного двигателя НК-321 создана энергетическая ГТУ типа НК-37 мощностью по ISO 25 МВт при КПД производства электроэнергии 36,4 %. Такая ГТУ установлена на Безымянской ТЭЦ (г. Самара).

Открытое акционерное общество «Авиадвигатель» (г. Пермь), созданное на базе КБ ведущего российского конструктора А. Д. Швецова, разработало серию энергетических ГТУ типов ГТУ-2,5П, ГТУ-4П, ГТУ-12П и ГТУ-16П. Фирма участвует в работе над крупной ГТУ типа ГТЭ-180.

Открытым акционерным обществом «Рыбинские моторы» (г. Рыбинск) в содружестве с НПО «Машпроект» (г. Николаев, Украина) разработана серия энергетических ГТУ. Среди них ГТУ типа ГТЭ-110 мощностью 110 МВт (по ISO) и КПД производства электрической энергии 36 %. Планируется повышение мощности этой установки до 150 МВт и ее КПД до 38 %. На базе собственного ГТД фирма разработала энергетические ГТУ типов ГТД-6РМ и ГТД-10РМ. В содружестве с ОАО «А. Люлька—Сатурн» разрабатываются энергетические ГТУ мощностью 35 МВт (по ISO), КПД производства электроэнергии до 40 % и уровне эмиссии NO_x и CO не более 25 ppm.

Предприятие «Сатурн» (г. Москва) более 50 лет производит авиационные двигатели под руководством А. М. Люльки. Им разработана энергетическая ГТУ типа АЛ-31СТЭ мощностью 20 МВт (по ISO).

Предприятие «Мотор» (г. Уфа) на базе авиационного двигателя типа Р13-300 создало энергетическую ГТУ типа ГТЭ-10/95 мощностью 10 МВт, КПД 29 % и эмиссией NO_x не более 25 ppm.

Технические данные энергетических ГТУ приведены в табл. 7.2, показатели работы ГТУ даны для условий ISO без учета аэродинамических потерь воздухозабора — газовыхода.

Технические данные энергоустановок на базе авиационных и судовых ГТД для условий ISO приведены в табл. 7.3 и 7.4. Габаритные размеры конвертированных ГТД существенно меньше габаритных размеров специально проектируемых энергетических ГТУ. Наиболее мощный ГТД типа ГТД-110 (табл. 7.4), разработанный НПО «Машпрот» на основе технологий судовых ГТД, имеет длину всего 7 м при диаметре 3,1 м. Аналогичные энергетические ГТУ (см. табл. 7.2) имеют существенно большие размеры: 24,2×6,8×5,8 м (ГТ-100-3М) и 18,1×6,1×4,5 м (ГТЭ-115-1170). В табл. 7.3 и 7.4 для примера приведены размеры нескольких ГТД. Все остальные рассмотренные ГТД имеют длину не более 6 м, а по ширине и высоте соответствуют стандартному железнодорожному габариту.

Конструктивно ГТУ для привода электрогенераторов выполняются по одновальной схеме, когда компрессор и турбина расположены на одном валу, и по двухвальной схеме с двумя компрессорами и двумя турбинами, с расположением каждой группы на отдельном валу.

Валы могут располагаться соосно по схеме «вал на валу», когда один из валов (компрессор — турбина высокого давления) выполнен полым, или по ходу газового потока последовательно один за другим. Силовая турбина обычно устанавливается на отдельном независимом валу, не связанном с газотурбинным двигателем.

Таким образом, по конструкции приводные турбины подразделяются:

- 1) на одновальные с приводом генератора непосредственно от вала;
- 2) двухвальные с одним общим валом газотурбинного двигателя (компрессор — турбина) и приводом электрогенератора от отдельной СТ;
- 3) двухвальные с двумя валами и приводом генератора от вала компрессор — турбина низкого давления;
- 4) трехвальные с двумя валами ГТД и валом привода генератора от СТ.

Отечественные энергетические ГТУ, как и ГТУ, изготавливаемые в Украине, имеют одновальную схему или двухвальную схему с силовой турбиной. Исключение составляют установки: типа ГТЭ-30, выполненная по трехвальной схеме с СТ, и типа ГТ-100-3М, выполненная по двухвальной схеме с последовательным расположением валов. Такие технические решения приводят к увеличению габаритных размеров агрегатов: длина установки типа ГТЭ-30 составляет 15,3 м, масса 90 т, а длина установки типа ГТЭ-100-3М 24,2 м, масса 367 т (см. табл. 7.2).

Газотурбинные двигатели для привода электрогенераторов, разработанные на основе авиационных и судовых двигателей, как правило, выполнены по двух- и трехвальной схеме с силовой турбиной. Исключение составляет одновальный двигатель типа ГТД-110, разработанный для нужд энергетики на основе технологии судовых двигателей.

Следует отметить, что рабочие технические характеристики ГТУ определяются с учетом потерь на воздухозаборе — газовыходе, в редукторе и электрическом генераторе в зависимости от места и климатических условий

Таблица 7.2. Технические данные энергетических ГТУ (условия по ISO 2314)

Показатель	Тип энергоустановки											
	ГТЭ-6У	ГТЭ-6	ГТЭ-16	ГТЭ-25У	ГТЭ-30	ГТЭ-45У	ГТЭ-45-1	ГТЭ-45-3М	ГТЭ-100-3М	ГТЭ-115	ГТЭ-150	ГТЭ-180
«Турбомоторный завод» (Россия)												
Мощность ГТУ на муфте, МВт	6,5	6,74	16,8	25,0	31,3	42,5	43	57,7	105,0	119,0	128/157,6	180
КПД на муфте, %	30,5	24,0	31,0	31,0	27,0	35,0	30,03	30,0	28,0	33,8	29,6/31,0	36,5
Степень повышения давления воздуха	12,0	6,2	11,5	13,5	13,0	13,5	13,8	8,2	26,8*	12,3	12,0	15
Расход газов на выходе, кг/с	33,0	46,0	85,0	101,0	195,0	125,0	222,0	303,3	458,0	401	600	535
Температура газов, °С:												
перед турбиной	920	780	920	1090	922	1227	950	850	750	1170	950/1100	1250
за турбиной	420	410	420	400	433	550	435	448	398	520	423/506	552
Поколение	II	I	II	III	II	IV	II	II	I	III	II/III	IV
Силовая турбина**	+	+	+	+	+	—	—	—	—	—	—	—
Редуктор**	+	+	+	+	—	+	+	—	—	—	—	—
Масса ГТУ на раме, т	26	45	50	60	90	70	—	183	367	200	190	—
Габаритные размеры, м:												
длина	9,5	8,4	11,2	8,1	15,3***	8,0	9,0	16,2	24,2	18,1	15,1	—
ширина	3,3	3,4	3,2	3,2	3,8	3,0	4,0	4,6	6,8	6,1	5,2	—
высота	3,25	3,6	3,6	4,3	3,4	4,0	3,0	4,0	5,8	4,5	5,0	—

* Двухвальная газовая турбина сложного цикла с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии и промежуточным подогревом тепла при расширении (две кольцевые КС).

Знак «+» — силовая турбина и редуктор есть, знак «—» — нет.

***Длина с выходным устройством.

Таблица 7.3. Технические данные энергетических установок на базе ГТД мощностью 6—18 МВт (условия по ISO 2314)

Показатель	Типы энергоустановки и ГТД (изготовитель)									
	ГТД-6 ДВ 71 ГТД 6000 судовой проект», Украина)	ГТУ-6/PM Д-30КУ авиацион- ный («Ры- бинские моторы», Россия)	ГТУ-10 НК-14Э авиа- ционный строитель», Россия)	ГТЭ-10/95 Р-13-300 авиа- ционный «Мотор», Россия)	ГТУ-12П ПС-90А авиацион- ный («Пермские моторы», Россия)	ГТТ-15 ДЖ 59 ГТД 15 000 судовой проект», Украина)	ГТТ-16 ДВ 90 ГТД 16 000 судовой проект», Украина)	ГТУ-16П ПС-90А авиацион- ный («Пермские моторы», Россия)	ГТУ-16ПЭР ПС-90ЭУ-46 авиацион- ный (ОАО «Авиавига- тель», Пермь, Россия)	ГТУ-18 НК-16-18 СТ (сер. 2) авиа- ционный (ОАО «Авиа- мотор», Сама- ра, Россия)
Мощность ГТД на муф- те, МВт	6,5	6,0	9,5	10,0	12,0	16,3	17,4	16,0	17	18
КПД на муфте, %	32,0	24,0	32,0	30,0	34,5	30,0	35,0	37,0	36	31
Степень повышения давления воздуха	14,0	8,3	9,5	9,25	15,6	12,8	19,4	20,0	19,55	—
Расход газов на выходе, кг/с	30,4	44,1	37,1	64,6	45,0	97,8	70,0	58,2	57,6	103
Температура газов, °С: перед турбиной за турбиной	1000 414	820 420	— 477	— 420	1093 487	863 365	1076 423	1127 458	— 507	— 437
Поколение	II	I	II	II	III	II	III	III	III	II
Силовая турбина*	—	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Редуктор*	—	—	+	—	—	—	—	—	+	—
Масса ГТД на раме, т	4,5	2,5 (без рамы)	3,6	4,5	2,5 (без ра- мы)	15,0	12,5	4,0	18	7,8
Габаритные размеры, м:										
длина	4,2	—	—	6,4	—	—	—	—	10,13	—
ширина	1,69	—	—	2,2	—	—	—	—	3,85	—
высота	1,9	—	—	1,67	—	—	—	—	3,17	—

* Знак «+» означает, что силовая турбина и редуктор есть, знак «—» — нет

Таблица 7.4. Технические данные энергетических установок на базе ГТД мощностью 20 МВт и выше (условия по ISO 2314)

Показатель	Типы энергоустановки и ГТД (изготовитель)							
	ГТУ 55СТ-20 Р-29-300 авиационный («Энерго- авиа», Россия)	ГТУ 89СТ-20 Д 89 авиационный («Транзит», Россия)	ГТУ-20 АЛ-31 СТЭ авиационный («Сатурн», Россия)	ГТУ-25П ПС-90А авиационный («Пермские моторы», Россия)	ГТТ-25 ДТ 80 ГТД25 000 су- ловой («Маш- проект», Украина)	НК-900Э НК-37 авиа- ционный («Двигатели НК», Россия)	НК-900Э НК-37-1 авиа- ционный («Двигатели НК», Россия)	ГТТ-110 (по тех- нологии судовых ГТД) («Рыбинские моторы», Россия, «Машпроект», Украина)
Мощность ГТД на муф- те, МВт	20,0	20,0	20,0	25,9	25,0	26,5	32,5	110
КПД на муфте, %	31,5	32,6	36,0	40,5	36,0	36,4	37,0	36
Степень повышения давления воздуха	10,4	14,5	20,0	24,3	21,5	23,1	25,6	14,7
Расход газов на выходе, кг/с	96,9	100,0	61,7	84,5	89,5	98,1	106,8	357
Температура газов, °С: перед турбиной	980	1000	1252	1167	1227	1143	1143	1210
за турбиной	456	437	515	425	497	454	483	517
Поколение	II	II	III	III	IV	III	III	IV
Силовая турбина*	+	+	+	+	+	+	+	-
Редуктор*	-	-	-	-	-	-	-	-
Масса ГТД на раме, т	3,0	3,0	5,26	5,25	-	9,15	9,15	50,0 (без рамы)
Габаритные размеры, м:								
длина	-	7,7**	4,9	-	-	-	-	-
ширина	-	2,6	1,95	-	-	-	-	-
высота	-	2,3	2,1	-	-	-	-	-

* Знак «+» означает, что силовая турбина и редуктор есть, знак «-» — нет.

** Длина с выходным устройством.

расположения площадки ГТУ-ТЭЦ. Поэтому эксплуатационные показатели тепловой экономичности ГТУ несколько ниже значений, представленных в табл. 7.2—7.4. Эксплуатационные показатели для некоторых типов ГТУ приведены далее в п. 7.2.4.

В ряде случаев энергетические ГТУ комплектуют дожимными компрессорами для повышения давления природного газа перед системой топливоподачи. В опытно-промышленной установке типа ГТУ-25-39 с ГД типа НК-37 (ОАО «СНТК им. Н. Д. Кузнецова», г. Самара), например, использован поршневой двухступенчатый шестицилиндровый дожимной компрессор типа EFX Model EA 1000-2-6. Электропривод осуществлен с помощью асинхронного электродвигателя мощностью 900 кВт (3,6 % установленной мощности ГТУ по ISO). В схему входят также газомаслоохладители, система управления, вспомогательное оборудование, система пожаротушения, система контроля загазованности и др. Природный газ после газораспределительного пункта (ГРП) станции попадает на входной фильтр для очистки. Затем проходит во входную камеру первой ступени сжатия и в три цилиндра первой ступени дожимного компрессора, приводимых в действие коленвалом от электродвигателя. После сжатия газ попадает в выходную камеру первой ступени. После нее газ проходит через охладитель, скруббер и поступает во вторую ступень сжатия. На выходе из второй ступени природный газ опять охлаждается и поступает в выходной фильтр.

7.2.2. Электрические генераторы для ГТУ

Для ГТУ единичной мощности от 6 до 62 МВт в основном применяют электрогенераторы с воздушным охлаждением ОАО «Привод», г. Лысьва, Россия. Установки мощностью 45—200 МВт оборудуются электрогенераторами с воздушным охлаждением типа ТФ производства АО «Электросила», г. Санкт-Петербург.

Основные технические данные электрогенераторов ОАО «Привод» и АО «Электросила» приведены в табл. 7.5.

Таблица 7.5 Технические данные электрогенераторов для ГТУ мощностью 6—150 МВт

Мощность ГТУ, МВт	Генератор	Мощность		Напряже- ние, кВ	Частота вращения, об/мин	КПД, %	Масса, т
		МВт	МВА				
ОАО «Привод»							
6	T-6-2УЗ	6,0	7,5	6,3/10,5	3000	97,6	20,0
10—12	T-12-2УЗ	12,0	15,0	6,3/10,5	3000	97,65	28,7
15—20	ТС-20-2УЗ	20,0	25,0	6,3/10,5	3000	97,7	60,0
25—30	T-32-2ВЗ	32,0	40,0	6,3/10,5	3000	98,4	81,0
45—62	T-63-2ВЗ	63,0	78,75	6,3/10,5	3000	98,4	147,7
АО «Электросила»							
45—60	ТФ-60-2	60,0	75,0	10,5	3000	98,2	120,0
100—110	ТФ-110-2	110,0	137,5	10,5	3000	98,4	189,0
150	ТФ-160-2	160,0	200,0	10,5	3000	98,5	262,0

В мощных электрогенераторах ТЭС для охлаждения обмоток ротора и сердечника статора применяется водород, а обмотки статора — вода. Стремление отказаться от огнеопасного водорода привело конструкторов АО «Электросила» к созданию электрогенераторов с полностью водяным охлаждением, имеющим ряд существенных преимуществ: взрывопожаробезопасность, радикальное снижение превышения температуры обмоток и сердечника, понижение вибраций, особенно лобовых обмоток статоров, повышенную надежность благодаря исключению аварийных остановов из-за утечек водорода и др. Электрогенераторы серии ТЗВ мощностью 800 МВт на Рязанской и Пермской ГРЭС, мощностью 110 МВт на ТЭЦ-27 ОАО «Мосэнерго», мощностью 320 МВт на Минской ТЭЦ-5 показали себя с лучшей стороны, что позволило разработать на АО «Электросила» серию таких электрогенераторов с полным водяным охлаждением мощностью 110—1500 МВт.

7.2.3. Компоновки отечественных ГТУ

В зависимости от конструкции газотурбинного привода электрогенератор может размещаться как с холодного торца ГТУ (со стороны воздухозабора и компрессора), так и с горячего торца (со стороны газовыхода от газовой или силовой турбины). Во втором варианте отвод отработавших газов от ГТУ осуществляется перпендикулярно потоку движения высокотемпературных газов. Поток поворачивается в газоотводящей камере-«улитке» ГТУ, через которую проходит приводной вал электрогенератора.

При строительстве новых электростанций предпочтителен первый вариант компоновки ГТУ (турбогенератор установлен со стороны компрессора). Такое техническое решение позволяет сократить длину ГТУ, осуществить с минимальными потерями подвод отработавших газов ГТ к котлу-утилизатору (КУ) и организовать подсоединение нагрузки непосредственно со стороны электрогенератора.

При реконструкции и перевооружении действующих энергообъектов с использованием газотурбинных технологий и размещении основного оборудования в существующих помещениях ограниченных размеров предпочтительным становится второй вариант компоновки ГТУ (генератор размещен со стороны газовыхода). Хотя в этом варианте из-за наличия газоотводящей «улитки» общая длина ГТУ больше, чем в первом варианте, но КУ может быть установлен над ГТУ, что позволяет разместить такую энергоустановку в уже существующем здании. Отпуск электроэнергии от ГТУ производится по шинпроводам, прокладываемым внутри помещения этого здания, что несколько усложняет принимаемые электротехнические решения.

7.2.4. Сравнение отечественных и зарубежных ГТУ

При сравнении рассматривались отечественные и зарубежные ГТУ, имеющие близкие значения электрической мощности и относящиеся к одному поколению.

При сравнительном анализе были рассмотрены три типа наиболее часто применяемых отечественных ГТУ малой и средней мощности, а именно сле-

дующие типы ГТУ производства НПО «Машпроект» и ПО «Заря»: ГТУ-6, ГТУ-16 (поколение II) и ГТУ-25 (поколение III).

Эти отечественные ГТУ сравнивались со следующими аналогичными зарубежными ГТУ: с известными энергоустановками «Tornado» фирмы Alstom и установками типов GT35 (фирмы ABB, поколение II), RB211-DLN (фирмы Rolls-Royce, поколение III).

Отечественные и зарубежные ГТУ сравнивались с учетом следующих условий и допущений:

- на ГТЭС простого цикла установлено две ГТУ;
- выработка электроэнергии по вариантам одинакова;
- все ГТУ имеют контейнерное исполнение и размещены на площадке на открытом воздухе;

калькуляционные цены на зарубежные ГТУ стандартной комплектации приняты по материалам журнала «Gas Turbine World Handbook», цены отечественных ГТУ — по данным изготовителя ГТУ (НПО «Машпроект»);

в сравниваемых вариантах все вспомогательное оборудование ТЭС российского производства и его стоимость принята по варианту с отечественными ГТУ;

стоимость зарубежных ГТУ на площадке электростанции принята с учетом 20 %-ных транспортных затрат и 20 %-ных таможенных выплат;

количество эксплуатационного персонала во всех вариантах принято одинаковым.

Краткие технические данные сравниваемых ГТУ в условиях эксплуатации по ISO с учетом механических потерь в генераторе, тепловых потерь, аэродинамических сопротивлений воздухозабора (комплексного устройства очистки циклового воздуха), газовыхода (шумоглушителя) и газоходов, приведены в табл. 7.6.

Результаты сравнительного анализа показывают, что отечественные и зарубежные ГТУ, относящиеся к одному поколению, имеют практически одинаковые показатели тепловой экономичности. Стоимость зарубежных ГТУ и затраты на их обслуживание выше, чем у отечественных энергоустановок. В этой связи себестоимость электроэнергии, производимой на ТЭС с импортными энергоустановками, выше, чем на электростанциях с отечественным энергетическим оборудованием.

7.3. ТИПОРАЗМЕРЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАРУБЕЖНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

В большинстве стран Западной Европы при проектировании ТЭС наиболее популярна газотурбинная технология. В таких странах, как Испания, Италия и Англия, на ГТУ приходится более 90 % энергетических мощностей, которые будут установлены до 2005 г. Из общего заказа 16 ГВт новых мощностей в 1998 г. в Европе на долю ГТУ приходилось около 50 %.

Крупнейшими поставщиками новых энергетических технологий являются фирмы General Electric (США), Siemens (Германия), Alstom.

Ниже рассмотрены особенности конструкции и характеристики зарубежных энергетических ГТУ.

Таблица 76. Технические данные отечественных и зарубежных ГТУ (при $T_{н.в} = 15^\circ\text{C}$)

Показатель	Тип газотурбинной установки (фирма-изготовитель)					
	ГТУ-6 («Маш- про- ект»)	Tornado (Al- stom)	ГТУ-16 («Маш- про- ект»)	GT35 (ABB)	ГТУ-25 («Маш- про- ект»)	RB211- DLN (Rolls- Royce)
Электрическая мощность ГТУ, МВт	6,0	6,25	16,0	16,9	25,0	27,2
КПД электрический, %	30,1	30,3	32,8	32,0	34,8	35,8
Температура выходных газов, $^\circ\text{C}$	414	460	423	375	497	490
Расход выходных газов, кг/с	30,4	27,5	70,0	91,5	89,5	92,5
Расход топлива (природный газ при $Q_i^r = 50\,050$ кДж/кг), кг/ч	1434	1484	3508	3798	5167	5465
Удельная стоимость ГТУ, долл/кВт	448	510*	304	479*	284	480*
Электрическая мощность ГТЭС, МВт	12,0	12,5	32,0	33,8	50,0	54,4
Годовое число часов использования электрической мощности, ч/год	6000	5760	6000	5680	6000	5514
Годовая выработка электроэнергии, тыс. кВт·ч	72 000	72 000	192 000	192 000	30 000	30 000
Годовой расход топлива, тыс. т	17,21	17,1	42,1	43,1	62,0	60,3
Удельная стоимость ГТЭС, долл/кВт	627	684	425	594	398	584
Стоимость ГТЭС, тыс. долл.	7524	8480	13 600	20 077	19 880	31 769
Затраты на обслуживание, долл/кВт	0,002	0,006	0,002	0,006	0,002	0,006
Эксплуатационные издержки, тыс. долл.	1443,5	1578,5	3547,1	4014,6	5241,7	5703,2
Общие издержки, тыс. долл.	39,2	39,2	39,2	39,2	39,2	39,2
Амортизационные выплаты, тыс. долл.	752,4	848,0	1360,0	2007,7	1988,0	3177,0
Суммарные годовые издержки, тыс. долл.	2235,0	2472,4	4946,2	6061,5	7270,9	8919,4
Себестоимость ЭО, долл/(МВт·ч)	31,0	34,3	25,8	31,6	24,2	29,7

* С учетом таможенных сборов и транспортных расходов.

7.3.1. Энергетические ГТУ фирмы Siemens

Начало деловых связей России с немецкой фирмой Siemens (основатели Вернер и Карл фон Сименс) было положено 150 лет назад. Фирмой была построена электростанция постоянного тока в Москве, проложена кабельная сеть. Филиал фирмы ООО Siemens поставляет в Россию крупные энергетические ГТУ, он организовал совместное предприятие «Интертурбо», где производятся ГТУ типа V94.2. Первая в России Северо-Западная парогазовая ТЭЦ построена в Санкт-Петербурге с использованием ГТУ фирмы Siemens, которая продала лицензию на изготовление ГТУ типа V94.2 АО ЛМЗ.

Энергетические ГТУ фирмы Siemens объединяет общая концепция изготовления, имеющая следующие особенности:

простая открытая схема ГТУ, состоящая из осевого компрессора, КС, ГТ и электрогенератора, устанавливаемого со стороны входа воздуха в компрессор;

дисковый ротор с центральным стяжным болтом и хиртовым зубчатым зацеплением (см. рис. 2.6; 3.4);

два опорных подшипника;

осевой выходной диффузор.

Одновальным ГТУ со степенью повышения давления $\pi_k > 18$ присущи повышенные потери из-за небольших высот лопаток в части высокого давления. Поэтому при частоте вращения 3000 об/мин оптимальная степень повышения давления может быть достигнута при расходе рабочего тела больше 500 кг/с, т.е. в установках большой мощности.

Первоначально газовые турбины типов V64.3; V84.2; V94.2 имели выносные камеры сгорания (см. рис. 3.19), что обеспечивало хорошее выгорание топлива при его перемешивании с горячим воздухом компрессора и высокие экологические показатели. Некоторая громоздкость такой установки заставила проектировщиков перейти к новому типовому ряду ГТУ 3А: V64.3А; V84.3А; V94.3А. Они совершеннее предыдущих образцов.

Для этих ГТУ фирма использует апробированную технологию авиационного двигателестроения фирмы «Pratt—Whitney», с успехом применяемую в авиационных ГТД типов PW400 и PW4084. Базовая конструкция в энергетических ГТУ типового ряда 3А была сохранена.

Аэродинамика осевого компрессора в новых ГТУ улучшена благодаря применению 15-ступенчатого компрессора, разработанного на базе авиационных технологий. Для первых пяти ступеней принята конструкция с более крутым профилем подъема внутреннего диаметра. Это обуславливает более высокое суммарное значение окружных скоростей рабочих лопаток, позволяет ограничиться 15 ступенями вместо 17 без существенного снижения КПД компрессора. В его конструкции использованы профили, обеспечивающие заданное распределение скоростей, так называемые аэродинамические поверхности с контролируемой диффузией (см. рис. 2.6).

Со стороны всаса компрессор имеет ВНА. Ввиду повышения термических нагрузок последние семь ступеней направляющих лопаток смонтированы в обойму направляющего аппарата. В компрессоре предусмотрены отборы воздуха в различных ступенях давления с соответствующей температурой. Это позволяет обеспечить оптимальное охлаждение всего лопаточного аппарата ГТ. Охлаждающий воздух проводится через отверстия в роторе (см. рис. 4.25 и 7.4).

Для удобства обслуживания весь лопаточный аппарат компрессора может быть демонтирован, при этом нет необходимости вынимать ротор из агрегата. Для демонтажа направляющих лопаток нижние половины обоймы направляющих лопаток и направляющих колец ВНА поворачиваются вокруг оси встроенного ротора вверх.

В ГТУ типового ряда «3А» применен новый тип камеры сгорания — кольцевая (рис. 7.1, 7.2), более компактная с горизонтальной компоновкой на корпусе установки. По периметру расположены 24 гибридные горелки (см. рис. 3.21). Увеличение числа горелок и одновременное уменьшение их габаритных размеров позволяют добиться еще более укороченного факела

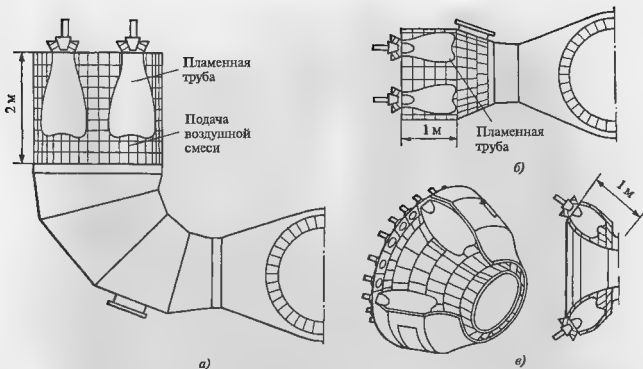
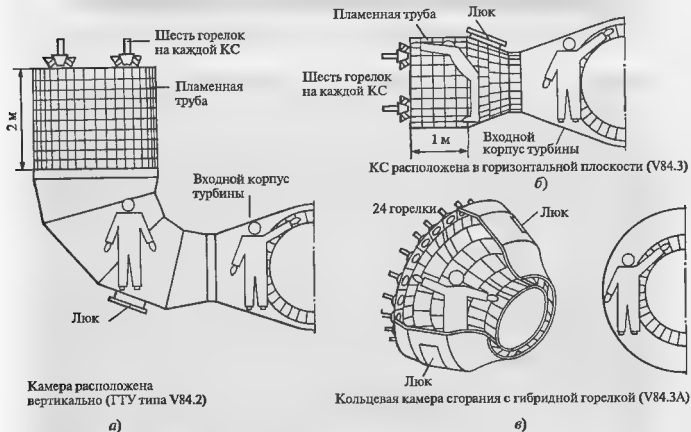


Рис. 7.1. Динамика развития горелочного устройства и системы сжигания энергетических ГТУ

а — ГТУ типа V84.2 с двумя КС, установленными вертикально, с шестью горелками каждая, *б* — ГТУ типа V84.3 с двумя КС, размещенными в горизонтальной плоскости, с шестью горелками каждая; *в* — кольцевая КС ГТУ типа V84.3А с 24 горелками



Камера расположена вертикально (ГТУ типа V84.2)

Кольцевая камера сгорания с гибридной горелкой (V84.3A)

Рис. 7.2. Инспекция канала газохода камер сгорания ГТУ

а — КС в ГТУ типа V84 2; *б* — КС в ГТУ типа V84.3, *в* — КС с гибридными горелками ГТУ типа V84.3А



Рис. 7.3. Впускная коробка горячих газов перед ГТ ГТУ типа V94.3 (Siemens)

предварительного смешения в кольцевой КС. Кольцевое расположение горелок обеспечивает равномерное распределение температур на входе в ГТ.

Камеры сгорания, как и в предыдущих типовых рядах ГТУ фирмы Siemens, имеют двухкорпусную конструкцию. Стабильность внешнего корпуса обеспечивается благодаря литым оболочкам, которые полностью охлаждаются выходящим из компрессора воздухом, что защищает их от деформации. Оболочки отливаются из низколегированной стали и обладают необходимой жесткостью.

Входящая в соприкосновение с горячими газами поверхность КС представляет собой мозаичную облицовку в виде мелких плиток из металлокерамики. Плитки на более холодном корпусе имеют эластичное крепление и не подвержены деформациям под воздействием температурных градиентов. Воздух, охлаждающий металлические детали, протекает через зазоры между термостойкими облицовочными плитками наружу и служит таким образом в качестве запирающего воздуха против проникновения горячих газов (рис. 7.3).

Из рис. 7.2 видно, что обслуживающий персонал может проникать в полость КС через люки и проводить ревизию горелок, факельной области и турбинных лопаток первых двух ступеней. Во внешнем корпусе предусмотрены круглые люки (лазы). Через них могут быть вынуты прямоугольные фрагменты размером до шести термостойких плиток.

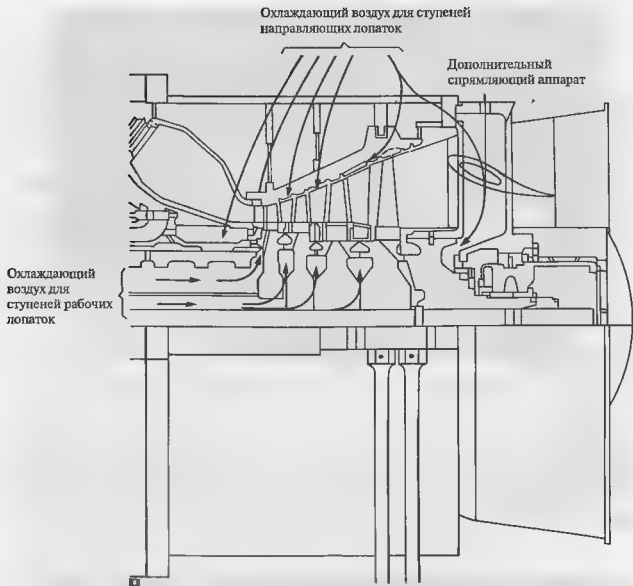


Рис. 7.4. Четырехступенчатая ГТ типового ряда «3А» фирмы Siemens

Технический проект и конструкция ГТ (рис. 7.4) заимствованы в предыдущем типовом ряду ГТУ. Все направляющие и рабочие лопатки турбины, за исключением длинных рабочих лопаток последней турбинной ступени, имеют воздушное охлаждение. Для снижения выходных потерь в корпусе турбины предусмотрено выходное направляющее колесо.

Все четыре ступени ГТ имеют свободно закрепленные лопатки без бандажей и проволоочных связей. Благодаря этому обеспечивается оптимальный режим потока с исключением каких-либо помех от располагающихся в канале амортизирующих элементов.

Рабочие лопатки первой и второй ступеней ГТ выполнены монокристаллическими, третьей и четвертой – с равноосным литьем. Сопловые лопатки защищены керамическими термобарьерными покрытиями толщиной 0,25 мм: наружный слой из ZrO_2 , внутренний — металлическая композиция из марганца, хрома, алюминия, иттрия.

В табл. 7.7 приведены технические данные энергетических ГТУ, выпускаемых фирмой Siemens.

Таблица 7.7. Технические данные энергетических ГТУ фирмы Siemens
(условия по ISO 2314 на уровне моря)

Показатель	Тип ГТУ						
	V64.3	V64.3A	V84.2	V84.3A	V94.2	V94.2A	V94.3A
Электрическая мощность, МВт	62,5	67	109	170	157	130	265
Электрический КПД, %	35,3	36,8	34	38	34,4	35,2	38,5
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	16,1	15,8	11	16,6	11,3	13,9	17
Начальная температура газов, °С	1160	1315	1060	1315	1060	1060	1315
Расход выходных газов, кг/с	192	191	360	454	509	520	656
Температура выходных газов, °С	531	589	544	562	537	585	584
Частота вращения, об/мин	5400/3000	5400/3000	3600	3600	3000	3000	3000
Расход топлива (метан 100 %, $Q_i^f = 50\,056$ кДж/кг), кг/с	3,537	3,800	6,405	8,937	9,207	6,737	12,617
Удельный расход рабочего тела, кг/(кВт · ч)	11,1	10	11,9	9,6	11,8	15,2	9,6
Размеры, м:							
длина	—	11	—	8,3	14	12	12
ширина	—	4	—	4,5	12,5	6	6,1
высота	—	4,8	—	4,1	8,4	7,4	7,5
Масса ГТУ, т	—	110	—	180	295	320	330

Примечание. Технические данные выпускаемых фирмой ГТУ могут изменяться по мере их совершенствования

7.3.2. Энергетические ГТУ фирмы АВВ (Швейцария, Германия, Шяеция)*

Первая в мире энергетическая ГТУ была создана фирмой «Браун—Бовери» (Цюрих, 1939 г.), и с тех пор эта фирма с успехом выпускает все более совершенные и мощные установки. Ее участие в российской энергетике заметно. Создано совместное производство ГТУ на предприятии АО «Невский». Там же, в Санкт-Петербурге, на Южной ТЭЦ, построена первая парогазовая установка сбросного типа. В ней осуществлена совместная работа газомазутного энергоблока мощностью 250 МВт и ГТУ типа GT8С (АВВ).

При проектировании энергетических ГТУ фирма использует различные конструктивные схемы в зависимости от мощности установки (см. рис. 2.1; 2.3; 4.4; 4.5). Установки средней мощности (типа GT8С) выполняются таким образом, что оборудование расположено в собранном виде на фундаментной раме. Подобное решение применяется и для более крупных ГТУ (рис. 7.5).

Сварной ротор ГТ и осевого компрессора собран из нескольких кованых элементов. Ротор опирается на два опорных подшипника. На конце компрессора с «холодной» стороны установлен опорный подшипник, используется промежуточный короткий вал с опорным подшипником и муфтой для соединения электрогенератора со стороны подвода воздуха в компрессор.

* См. также п 7.3.5

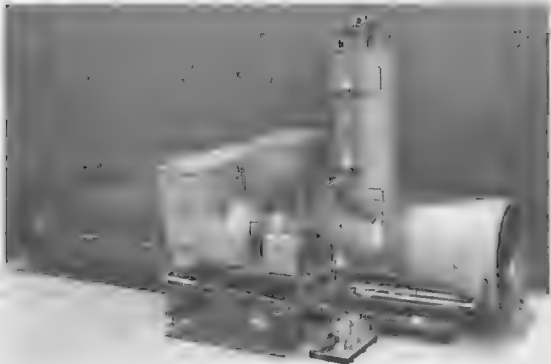


Рис. 7.5. Общий вид энергетической ГТУ типа GT13E (ABB)

Корпуса турбины и компрессора имеют горизонтальный разъем на уровне оси. Они соединены болтами и образуют жесткий блок. Вскрытие верхней части корпуса ГТУ не требуется, если выполняются следующие операции:

- ревизия, ремонт и замена подшипников, изготовленных из баббита;
- ревизия первых ступеней турбины и компрессора, последней ступени турбины, входной части и внутреннего корпуса турбины;
- балансировка ротора в трех балансировочных плоскостях.

Компрессор оснащен ВНА с поворотными лопатками. Его направляющие и рабочие лопатки изготовлены из легированной стали.

Для контактирующих с горячими газами деталей ГТ имеется эффективная система воздушного охлаждения. Предусмотрено смотровое окно наблюдения за трактом горячих газов вблизи сопловых лопаток первой ступени ГТ. Теплоизоляция корпуса ГТУ выполняет также функции звукоизоляции.

Большинство ГТУ фирмы АВВ выполняются с одиночной *выносной КС* «силосного» типа, которая расположена вертикально на корпусе ГТ. В ней устанавливаются до 20 и более EV-горелок (см. рис. 3.18), позволяющих легко переходить от сжигания природного газа к использованию жидкого топлива и наоборот. В центре блока горелок установлена запальная горелка, используемая при пуске ГТУ.

Камера сгорания закрыта сверху эллиптической крышкой с болтовым креплением. Воздух из компрессора поднимается вверх между верхней и промежуточной обечайками и охлаждает горячие внутренние части КС. Большая часть воздуха попадает в зону горения через горелки. Для контроля факела в нижней части КС на одной высоте равномерно по периметру установлены три инфракрасных чувствительных датчика. Для целей термоизоляции камера покрыта минеральной ватой и обшита листовым алюминием.

Для ревизии и обслуживания EV-горелок и их вспомогательных устройств на крышке КС имеется платформа с рельсами. На платформу можно подняться по прикрепленной к корпусу лестнице.

При сжигании жидкого топлива в КС впрыскивается вода для поддержания выбросов NO_x на низком уровне.

Частота вращения основного блока ГТУ $103,7 \text{ с}^{-1}$, поэтому между ним и электрогенератором установлен γ -конт с косозубчатой цилиндрической передачей.

В качестве валоповоротного устройства используется гидравлический храповик, который периодически поворачивает ротор ГТУ во время остывания агрегата. Храповик приводится в действие поршнем, поднимаемым при помощи гидравлического устройства с приводом постоянного тока. Валоповоротное устройство предохраняет вал турбины от прогиба и позволяет осуществлять в любое время повторный пуск ГТУ в период остывания. Для питания валоповоротного устройства имеются резервные аккумуляторные батареи.

В последнее время фирмой АВВ выпущена серия мощных высокоэкономичных энергетических ГТУ типов GT13E2, GT24 и GT26. Эти установки оборудованы кольцевыми КС с EV-горелками. По-прежнему применяется одновальная схема с двумя опорами на подшипники, а также сварной не требующий технического обслуживания ротор. Электрогенератор типового ряда WY21Z расположен на «холодной» стороне компрессора. Двухполюсный трехфазный синхронный электрогенератор имеет три радиальных подшипника, расположенных вне разъемного корпуса генератора, что облегчает доступ при техническом обслуживании. На конце турбогруппы находится бесщеточный возбудитель переменного тока с вращающимся выпрямителем в трехфазной мостовой схеме. Это исключает опасность искрообразования.

В ГТУ типа GT13E2 использован 21-ступенчатый универсальный компрессор с ВНА. Конструкция корпуса упрощает доступ к компрессору. Корпус ГТ имеет люк, через который можно проводить инспекцию кольцевой КС и горелок.

В ГТУ типов GT24 и GT26 применена оригинальная тепловая схема с промежуточной КС (промежуточный перегрев газов при расширении) — технология ACS. Воздух сжимается в 22-ступенчатом компрессоре до давления 3,0 МПа и поступает в основную КС, в которой сжигается 2/3 топлива. Продукты сгорания с $T_{\text{нт}} = 1213 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяются в одиоступенчатой ГТ ВД и поступают в дополнительную КС, куда подводится 1/3 оставшегося топлива. После этого газы расширяются в четырехступенчатой ГТ НД. Обе КС — кольцевые. В дополнительной КС выбросов NO_x практически нет.

Ротор ГТУ опирается на два подшипника с эллиптической расточкой. Он сварен из штампованных дисков без центрального отверстия, изготовленных из ферритной стали (12 %-ный Cr с добавками Ni, Mo, V). Корпус турбогруппы выполнен с горизонтальным разъемом. Привод электрогенератора осуществлен с «холодной» стороны компрессора.

Повышение степени сжатия до $\pi_k = 30$ осуществлено надстройкой использовавшегося ранее 16-ступенчатого компрессора ГТУ типа GT11N2 шестью дополнительными ступенями. Имеются ВНА с поворотными лопатками и ПНА первой и второй ступеней компрессора. С их помощью расход

воздуха через компрессор снижается до 60 % номинального расхода с сохранением экономичности и уровня выброса NO_x ГТУ. Лопаточный аппарат компрессора выполнен из высокохромистой стали, не требующей покрытия для защиты от коррозии.

Лопатки первых четырех ступеней ГТ охлаждаются воздухом. Расчетная температура поверхности лопаток не превышает 900 °С. Для предотвращения высокотемпературной коррозии сопловые и рабочие лопатки защищены фирменным покрытием типа SV20 (Ni, Cr, Al, Y). Отборы воздуха для охлаждения делают за 5, 11, 16 и 22-й ступенями компрессора.

Пуск и разворот вала ГТУ осуществляются электрогенератором установок через статический преобразователь частоты (тиристорное преобразовательное устройство). После разворота ГТУ, ее включения в сеть и достижения нагрузкой уровня 25—40 % номинальной обеспечивается температура самовоспламенения топлива в дополнительной КС. Тогда в нее подается топливо, она начинает свою работу, а температура газов за камерой ВД при этом повышается до номинального значения.

Дальнейшее повышение нагрузки осуществляется повышением расхода топлива в обе КС и открытием направляющих аппаратов первых ступеней компрессора. Номинальная температура газов за КС НД достигается при номинальной нагрузке ГТУ. К 2003 г. находятся в эксплуатации 60 ГТУ типов GT 26 и GT 24, их общая наработка превысила 100 тыс. ч.

В целях удовлетворения растущих потребностей рынка энергетических ГТУ фирмой АБВ разработана установка типа GTX100 мощностью 43 МВт при концентрации выбросов NO_x и CO ниже 15 ppm на природном газе и ниже 25 ppm на жидком топливе в диапазоне нагрузок 50—100 %.

Роторы компрессора и трехступенчатой ГТ образуют единый вал с опорами на два стандартных гидромеханических сегментных подшипника. Электрогенератор подключен с «холодной» стороны компрессора, этим упрощаются компоновка и эффективность выхода газов. Пятнадцатиступенчатый компрессор с управляемым диффузным аэродинамическим профилем имеет высокий КПД. У первых трех его ступеней геометрия профиля изменяемая. Диски компрессора соединены в прочный блок методом электронно-лучевой сварки, испробованной в ГТУ типа GT10. Охлаждающий воздух забирается из компрессора за 3, 5, 8, 10 и 15-й ступенями.

Камера сгорания ГТУ типа GTX100 имеет 30 горелок экологически чистой конструкции (АЕВ), гарантирующих низкую эмиссию вредных выбросов без впрыска пара/воды для двух видов топлива.

Трехступенчатая ГТ с охлаждаемыми лопатками первой и второй ступеней имеет современную аэродинамическую конструкцию. Частота вращения вала основного агрегата 6600 об/мин, поэтому соединение с электрогенератором осуществляется посредством редуктора в виде сдвоенной косозубчатой цилиндрической передачи. Пусковой электродвигатель подключен к основному редуктору через муфту синхронного самопереключения и отдельный пусковой редуктор.

Масляная система ГТУ снабжена тремя масляными насосами 50 %-ной производительности с электроприводами, управляемыми статическими преобразователями частоты.

Таблица 7.8. Технические данные энергетических ГТУ фирмы АВВ (условия по ISO 2314 на уровне моря)

Показатель	Тип ГТУ											
	GT26	GT24	GT13E2	GTX100	GT13D	GT11N2	GT11N	GT8C*	GT10	GT35	GT5	GTM7
Электрическая мощность, МВт	262	179	165,1	43	97,9	109,3	83,8	52,8	24,63	16,9	2,65	5,72
КПД производства электро- энергии, %	38,2	37,5	35,7	37	32,3	34,2	34,1	34,4	34,2	30,5	27,2	29,26
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	30	30	14,6	20	11,9	14,7	13,3	15,7	14	12	12	12,7
Начальная температура газов $T_{н,г}$, °C	1235	1235	1100	—	990	1085	1027	1100	1112	850	950	1175
Расход топлива в базовом/пиковом режиме (природный газ, $Q_I^r =$ $= 50\ 056$ кДж/кг), кг/с	13,7	9,536	9,17/9,7 2	2,36	6,01/6,46	6,385	4,909	3,045/3,24	1,439	1,019	0,195	0,391
Расход выходных газов, кг/ с	562	391	532	121,2	394	375	317	179	79	92	15,2	21,5
Температура выходных газов, °C	630	630	524	549,3	490	527	505	517	534	374	445	555
Удельный расход рабочего тела, кг/(кВт·ч)	7,72	7,86	11,60	10,15	14,49	12,35	13,62	12,20	11,55	19,60	20,65	13,53
Частота вращения вала ГТУ, об/мин	3000	3600	3000	6600	3000	3600	6300	6210	7700	3000 СТ	3000	1500
Время нормального/ускоренного пуска из холодного состояния, мин	30	30	25/12	—	16/8,5	—	—	17/10	—	—	—	—
Мощность вспомогательных ме- ханизмов без дожимного компрес- сора, кВт	573	573	290	—	298	—	—	95	—	—	—	—

* Технические данные модернизированной ГТУ типа GT8C2. $N_r^r = 37,5$ МВт, $\eta_r^r = 37,5$ %; $\pi_k = 17,6$; $G_{k,T} = 200$ кг/с; $T_{k,T} = 508$ °С

Четырехполюсный электрогенератор (1500/1800 об/мин) типа GBA125AL имеет простую устойчивую конструкцию с бесщеточным возбудителем.

В табл. 7.8 приведены технические данные энергетических ГТУ, выпускаемых фирмой АВВ.

7.3.3. Энергетические ГТУ фирмы General Electric (США)

Фирме General Electric удалось создать типовой ряд энергетических ГТУ, захвативших лидерство на мировом энергетическом рынке. Большое число приводных ГТУ газоперекачивающих агрегатов успешно эксплуатируется в Российской Федерации. Фирма производит около 70 % выпускаемых в мире ГТУ.

При проектировании новых ГТУ фирмой используются следующие основные принципы:

- постепенное совершенствование конструкции;
- масштабное изменение геометрических размеров;
- внедрение новейших технологий и непрерывный рост начальной температуры газов;
- тщательная проработка ГТУ до ее запуска в производство.

Принцип масштабного изменения геометрических размеров компрессоров и ГТ основан на возможности уменьшать или увеличивать физические размеры машин, одновременно увеличивая или уменьшая частоту вращения с целью получить аэродинамически и механически подобные компрессоры и ГТ на базе испытанных конструкций (табл. 7.9).

За последние 40 лет начальная температура газов перед ГТ фирмы General Electric увеличена с 816 до 1288 °С на современных энергетических ГТУ типов MS6001 FA, MS7001 FA и MS9001 FA (см. рис. 3.5). Отработаны и запущены следующие технологии ГТУ: Е, F, ЕС, ряд авиационных двигателей переоборудован в энергетические ГТУ.

Таблица 7.9 Изменение показателей ГТУ в зависимости от значения коэффициента масштабного преобразования размеров ГТУ (General Electric)

Показатель	Коэффициент масштабного преобразования размеров		
	0,5	1	2
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	1	1	1
КПД производства электроэнергии ГТУ	1	1	1
Частота вращения вала ГТУ	2	1	0,5
Линейные скорости рабочего тела в ГТУ	1	1	1
Расход рабочего тела в ГТУ	0,25	1	4
Электрическая мощность ГТУ	0,25	1	4
Масса ГТУ	0,125	1	8
Удельные напряжения материалов	1	1	1
Скорости на концах лопаток	1	1	1

Газотурбинная установка типа MS9001 FA объединила в себе все лучшее из технологий серий Е и F для создания надежной и эффективной энергоустановки с частотой вращения 3000 об/мин.

В ГТУ этого типа использован 18-ступенчатый осевой компрессор. К компрессору серии F добавлена нулевая ступень, что позволило увеличить расход воздуха с 404 до 498 кг/с, а степень повышения давления с 12,3 до 14,2. Регулирующий ВНА изготовлен, как и лопаточный аппарат компрессора, из коррозионно-стойкой нержавеющей стали повышенной прочности.

Ротор ГТУ расположен на двух четырехэлементных самоустанавливающихся подшипниках, что повышает его устойчивость. Применена система создания давления масла и всплытия ротора в подшипниках, уменьшающая пусковой момент. Диски ротора компрессора стянуты 15 полноразмерными стяжными болтами и образуют жесткий ротор с частотой вращения на 20 % ниже критической.

Благодаря такому подходу обеспечивается неизменность температур и давлений рабочего тела, углов установки лопаток и напряжений. Не изменяют своих значений такие важные параметры ГТУ, как степень повышения давления, КПД производства электроэнергии. Линейные размеры установок изменяются прямо пропорционально коэффициенту масштабного преобразования (КМП); изменение расхода рабочего тела и мощности ГТУ — пропорционально квадрату КМП; изменение массы — пропорционально кубу КМП (см. табл. 7.9).

Система сгорания топлива ГТУ состоит из 14 противоточных КС с сухим подавлением объемной концентрации оксидов азота до уровня 25 ppm. Внешний корпус КС крепится к разделительной стенке для обеспечения возможности снятия переходной секции без подъема корпуса турбины. Устройство с предварительным смешением топливоздушнoй смеси для каждой КС включает в себя пять горелок, обеспечивающих равномерную подачу смеси. Температура газов перед ГТ составляет 1204 °С.

Переходная секция, соединяющая КС с ГТ, имеет тепловое защитное покрытие, аналогичное защитному покрытию ГТУ типа 9FA, и оснащена системой охлаждения натеканием, использующей воздух на выходе из компрессора, что повышает эффективность охлаждения секции.

Газовая турбина — трехступенчатая, она состоит из трех составных дисков, разделенных промежуточными дисками. Бандажные полки второй и третьей ступеней подавляют вибрации, обеспечивают минимальные торцевые зазоры рабочих лопаток, позволяя улучшить эксплуатационные характеристики и увеличить КПД ГТ. Первая ступень турбины имеет защитное покрытие и охлаждается конвекцией и натеканием, а также пленочным охлаждением. Для уменьшения протечек при изготовлении второй и третьей турбинных ступеней используется специальный материал сотового типа, применяемый в авиационных двигателях.

На рабочие лопатки ГТ нанесено термоизолирующее покрытие типа STD-111. Каждая из трех ступеней лопаток имеет удлиненный внешний обод для исключения воздействия горячих газов на диск ротора.

Фирма General Electric разработала новую серию ГТУ типа H (промежуточный вариант серии G) на 3000 об/мин. В ГТУ этой серии принята комбинированная система охлаждения лопаточного аппарата — паровоздушная.

Как было показано в гл. 4 (см. рис. 4.26), начальная температура газов перед соплами первой ступени ГТ равна 1430 °С. При охлаждении воздухом температура газов перед первым рядом лопаток понижается на 155 °С. При замене выпускаемого после охлаждения воздуха в поток газов паром, циркулирующим в замкнутом контуре, эта температура понижается только на 44 °С. Таким образом, начальная температура газов в ГТ (определенная по нормативному методу, используемому фирмой) будет на 111 °С выше.

Использование парового охлаждения связано с включением ГТУ этой серии в схему ПГУ с котлом-утилизатором. Пар забирается после ЦВД паровой турбины ПГУ и подается на охлаждение сопловых и рабочих лопаток первой и второй ступеней и ободьев первой ступени ГТ. Использованный в системе охлаждения пар возвращается подогретым в ЦСД паровой турбины ПГУ.

Использование пара в системе охлаждения заметно сокращает отборы охлаждающего воздуха из компрессора, увеличивает количество рабочего тела, поступающего для расширения в ГТ, что повышает мощность установки.

В конструкции ГТУ серии Н использованы апробированные ранее технические решения. Дисковый сболоченный ротор турбокомпрессора опирается на два подшипника. Компрессор, состоящий из 18 ступеней, имеет ВНА и ПНА первых четырех ступеней. При проектировании ГТ фирма перешла к четырехступенчатой схеме, что при возросшей степени расширения газов позволило сохранить высокий КПД. Сопловые и рабочие лопатки первой ступени имеют термостойкие защитные покрытия из оксида иттрия, стабилизированного цирконием. Четвертая ступень ГТ не охлаждается.

Камера сгорания ГТУ состоит из 14 пламенных труб (см. рис. 3.5) увеличенного диаметра. В них организовано ступенчатое сжигание предварительно обедненной топливовоздушной смеси при температуре 1480—1600 °С, что гарантирует концентрацию вредных выбросов NO_x на уровне 10 ppm (при концентрации O_2 15 %).

Парогазовый энергоблок типа S109H, работающий на ТЭС в г. Уэльсе с 2002 г., включает в себя ГТУ «H-System» с КУ ($N_{\text{ПГУ}}^{\text{эН}} = 480$ МВт, $\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{эН}} = 60$ %). Первая в мире ПГУ конденсационного типа с КУ общей мощностью 1520 МВт при $\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{эН}} = 60$ % создана фирмами General Electric и Toshiba на базе ГТУ типа MS9001H. Она будет введена в эксплуатацию в Японию в 2008 г.

В табл. 7.10 приведены технические данные энергетических ГТУ, производимых фирмой General Electric.

7.3.4. Энергетические ГТУ фирмы Westinghouse (США)

В марте 1943 г. в г. Филадельфия фирма Westinghouse запустила в работу свою первую ГТУ для авиации (двигатель WE19A), а в 1945 г. построила первую энергетическую ГТУ типа W21 мощностью 2 МВт при электрическом КПД 18 %.

В настоящее время фирма выпускает уже ГТУ пятого поколения. В качестве примера опишем одну из установок этой фирмы — энергетическую ГТУ типа W501F. Ротор установки имеет конструкцию с болтовым креплением дисков и поддерживается двумя двухэлементными самоустанавливаю-

Таблица 7.10. Технические данные энергетических ГТУ фирмы General Electric (США)
(условия по ISO 2314 на уровне моря)

Тип ГТУ	Электрическая мощность, МВт	КПД производ- ства электро- энергии, %	Степень повыше- ния давления воздуха в компрессоре π_k	Начальная тем- пература газов* T_{HT} , °C	Расход топлива (природный газ, Q_I = 50 056 кДж/кг), кг/с	Расход выходных газов, кг/с	Температура выходных газов, °C	Удельный расход рабочего тела, кг/(кВт·ч)	Частота вращения вала, об/мин
PGT2	2	25,08	12,7	—	0,159	10,6	526	19,1	11140
PGT5	5,22	26,91	9,1	—	0,388	24,6	524	17,0	7900
PGT10	10,22	31,32	14,1	—	0,652	42,1	484	14,8	11000
PGT10B	11,27	32,09	15,6	—	0,702	45,7	484	14,6	5094
MS5001RA	20,3	26,6	—	—	1,525	98	521	17,4	3000
MS5001PA	26,3	28,55	10,5	957	1,840	124,1	487	17,0	3000
MS6001B	39,62	31,97	11,95	1104	2,476	140	532	12,7	3000
MS6001F	70,1	34,2	14,9	1288	4,095	200	597	10,3	3000
MS9001E	123,4	33,93	12,6	1124	7,272	418	542	11,9	3000
MS9001EC	169,2	34,9	14,2	1204	9,685	510	558	10,9	3000
MS9001FA	255,6	36,5	15,4	1288	13,801	624	609	8,8	3000
ГТУ7G	240	39,5	23	1430	12,138	570	583	8,55	3600
ГТУ9H	282	39,5	23	1430	14,263	700	583	8,94	3000
ГТУ9G	282	39,5	23	1430	14,263	700	583	8,94	3000
LM6000PA**	39,2	38,1	29	—	2,055	124	449	11,4	3600
LM5000PC	35,05	35,96	—	—	1,947	121,1	434	12,4	3600
LM5000PD (STIG)	52	41,8	—	—	2,485	153,3	400	10,6	3600
LM2500PE	23,266	35,7	—	—	1,302	68,95	523	10,7	3600
LM2500PH (STIG)	27,96	39,28	—	—	1,422	75,30	500	9,7	3600
LM1600PA	13,98	35,33	—	—	0,791	45,36	487	11,7	7000
LM1600PB (STIG)	17,19	38,83	—	—	0,844	51,71	472	10,8	7000
LM500	4,175	29,31	—	—	0,285	15,88	491	13,7	7000

* T_{HT} — температура полного торможения газов после сопел первой ступени ГТУ

** Усовершенствованная ГТУ типа LM-6000 SPRINT с системой впрыска в компрессор охлаждающей воды позволяет устойчиво поддерживать электрическую нагрузку при $T_{HT} \leq +30$ °C и дополнительно ее увеличивать приблизительно на 12 %

щими подшипниками с поворотными подушками, выполняющими роль подвески. Такая конструкция устраняет вибрации, приводящие к локальной усталости баббита. Ротор компрессора состоит из элементов, соединенных вместе втулками и 12 сквозными болтами. Секция ротора ГТ собрана из дисков, крепящихся также 12 сквозными болтами.

Компрессор ГТУ W501F имеет 16 ступеней при степени повышения давления $\pi_k = 14$. Газовая турбина состоит из четырех ступеней. Лопатки первой и второй ступени — свободностоящего типа, а лопатки третьей и четвертой ступеней снабжены бандажами Z-образного сечения.

Система воздушного охлаждения ГТ имеет отборы воздуха за 6, 10, 13 и 16-й ступенями компрессора. Горячий воздух за компрессором, используемый для охлаждения, предварительно охлаждается и фильтруется. Для лопаток первой ступени применяется охлаждение пленочное и конвекцией в многоходовых турбулентных каналах.

Расчет характеристик внутренней системы охлаждения лопаток осуществлялся на фирме с помощью испытательных стендов. Окончательная проверка соответствия рабочих температур сопловых и рабочих лопаток нормативным значениям проводилась в процессе испытания пилотных образцов ГТУ с использованием более 1400 датчиков давления и температуры и полного набора измерительных приборов.

В современных ГТУ фирма использует КС цилиндрическо-кольцевого типа. Основными элементами в ней служат форсунки распыла топлива и концентрическое вспомогательное устройство для раздачи воздушного потока. Во избежание возникновения дополнительного шума, сопутствующего работе КС, направление впрыскивания топлива должно совпадать с основным направлением рециркуляции, необходимой для упорядочения фронта горения пламени.

При необходимости возможен впрыск воды через распыляющие воздух отверстия. Пар перед впрыском смешивается с газообразным топливом или впрыскивается через ряд отдельных отверстий.

Фирма Westinghouse сотрудничает с ведущими энергетическими фирмами мира: Siemens, Mitsubishi, Fiat, Rolls-Royce и др. Одним из результатов такого сотрудничества стала разработка новой ГТУ серии G (рис. 7.6).

Ротор газотурбинной установки простого цикла опирается на два сегментных подшипника с двумя вкладышами и фиксацией в верхней половине. Общая длина установки 7,8 м, масса 53,7 т, диаметры шеек в подшипниках 457,2 мм.



Рис. 7.6. Общий вид энергетической ГТУ типа 501 G (Westinghouse, США)

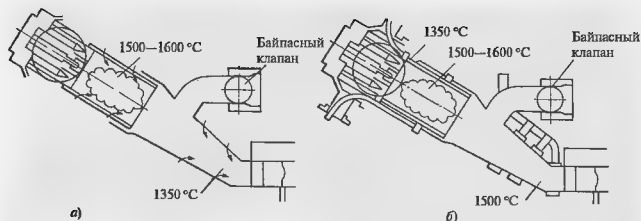


Рис. 7.7. Камеры сгорания ГТУ фирмы Westinghouse

а — ГТУ типа W501F; б — ГТУ типа W501G

Компрессор ГТУ имеет 17 ступеней и ВНА, положение которого регулируется для улучшения характеристик установки при частичных нагрузках, в режимах пуска и др.

Газотурбинная установка имеет малотоксичную блочно-кольцевую КС с 16 противоточными пламенными трубами. В ней происходит ступенчатое (в три этапа) сжигание топлива.

Для воспламенения топлива используются два запальника, установленных в специальных трубах, а пламя распространяется через пламяперекидные патрубки.

При работе на частичных нагрузках часть воздуха компрессора перепускается через байпасный клапан вне зоны горения (рис. 7.7). Переходные патрубки, соединяющие пламенные трубы КС с входным отверстием проточной части ГТ, охлаждаются паром, это позволяет на 20 % сократить расход воздуха, отбираемого на охлаждение из компрессора, и одновременно увеличить температуру газов перед соплами ГТ до 1500 °С. Пар (приблизительно 5 кг/с) отбирается из котла-утилизатора (ГТУ включена в схему ПГУ).

Газовая турбина ГТУ имеет четыре ступени, ротор турбины дисковый. Диски отцентрованы хиртовым зацеплением и стянуты между собой 12 болтами на промежуточном радиусе. Каждая лопатка может быть вынута и заменена без выемки ротора. Лопатки первых трех ступеней охлаждаются воздухом. Часть воздуха после компрессора выводится из КС, охлаждается в теплообменнике с использованием теплоты для подогрева топлива, фильтруется и направляется для охлаждения и уплотнения ротора, охлаждения дисков и рабочих лопаток. Сопловые лопатки первой ступени охлаждаются воздухом после компрессора, отбираемым также из КС. При этом применяется комбинированное пленочное и конвективное охлаждение.

Термостойкое защитное покрытие поверхностей рабочих лопаток первой и второй ступеней наносится с помощью электронно-лучевой технологии.

Средняя температура потока газов на входе в первый ряд сопел ГТ равна 1500 °С, а температура полного торможения потока газов на входе в рабочие лопатки первой ступени $T_{нт}^* = 1420$ °С.

Для установки ГТУ типа W501G в главном корпусе электростанции требуется площадка со следующими габаритными размерами: длина 46,8 м,

Таблица 7.11. Технические данные энергетических ГТУ фирмы Westinghouse (США) (по ISO 2314 на уровне моря)

Показатель	Тип ГТУ									
	RB211 (Rolls-Royce)	251B11/12	Trent (Rolls-Royce)	W401	501DSA	W701DA	W501F	W701F	W501G	W501ATS
Электрическая мощность ГТУ, МВт	27,24	49,2	51,19	85,9	121,3	138,3	163,53	236,7	230	300
КПД производства электроэнергии, %	35,86	32,79	41,7	36,6	34,62	34,27	36,04	36,78	38,5	38,5
Степень повышения давления воздуха в компрессоре π_k	21	15,3	35	19	14,2	14,1	14,6	15,6	19,2	27
Начальная температура газов в ГТ T_{HT}^* , °C	1220	1149	1230	1280	1177	—	1350	1350	1426	1510
Расход выходных газов, кг/с	91,9	174,7	159,4	234	388	456,8	449,4	669,5	545	544
Температура выходных газов, °C	492	520	426	573	538	533	580	548	593	—
Расход топлива на ГТУ (природный газ, $Q_f^* = 50\,056$ кДж/кг), кг/с	1,522	3,0	2,452	4,689	7,0	8,062	9,888	12,567	11,935	15,567
Удельный расход рабочего тела, кг/(кВт·ч)	12,13	12,78	11,2	9,81	11,52	11,88	9,9	8,5	10,2	6,5
Частота вращения вала, об/мин	4800	5425	3000	5625	3600	3000	3600	3000	3600	—
Масса ГТУ, т	183	80,5	231,5	554	—	—	—	—	—	—
Габаритные ГТУ, м, длина×ширина×высота	21,7×4,1×4,1	45,5×12,9×15,3	25,3×4,1×4,1	45,8×29×15,3	—	—	—	—	—	—
									46,8×32,8×14,4	

 T_{HT}^* — температура полного торможения газов после сопел первой ступени ГТУ.

ширина 32,8 м; при этом высота комплексного воздухозаборного устройства равна 14,4 м.

По американской программе ATS фирмой Westinghouse (США) разработан проект современной ГТУ типа ГТУ 501 ATS. Компрессор этой установки имеет ВНА и ПНА в первой и второй ступенях проточной части.

У камеры сгорания есть предварительная и две основные зоны сжигания заранее подготовленной топливовоздушной смеси, направляемой в первичную зону. Горение в ней стабилизируется с помощью рециркуляции потока газов (закрутки потока) и работы расположенной в центре дежурной горелки. Во вторичную зону КС топливовоздушная смесь поступает по кольцевому каналу вокруг первичной зоны.

Четырехступенчатая ГТ имеет сложную систему охлаждения: пар охлаждает сопловые лопатки первой и второй ступени, а воздух из компрессора — рабочие лопатки. Перед подачей к лопаткам пар охлаждается в теплообменнике и фильтруется. Охлаждаемые лопатки имеют термостойкие покрытия, удлиняющие срок их эксплуатации.

В табл. 7.11 приведены технические данные энергетических ГТУ, выпускаемых фирмой Westinghouse. В 1998 г. фирма Siemens приобрела у фирмы Westinghouse заводы по производству ГТУ.

Энергетические ГТУ фирмы Mitsubishi (Япония). В области производства энергетических ГТУ фирма Mitsubishi сотрудничает с фирмами Westinghouse и General Electric. Ее установки имеют высокие показатели (табл. 7.12).

7.3.5. Энергетические ГТУ фирмы Alstom (Великобритания)

Компания «Европейские газовые турбины» — совместное предприятие, созданное компаниями GEC Alstom и General Electric of America — является крупным производителем энергетических ГТУ. Ее предшественником была известная в мире фирма Ruston Gas Turbines.

Фирма Alstom специализируется преимущественно на выпуске энергетических ГТУ небольшой мощности (табл. 7.13). В 2000 г. фирма выкупила заводы по производству газотурбинных установок у фирмы ABB и стала третьим в мире производителем ГТУ (после General Electric и Siemens).

Газотурбинные установки фирмы Alstom выполняются как в двухвальном, так и в одновальном исполнении. Компрессор, например ГТУ «Tornado», имеет пятнадцать ступеней. Отдельные диски, удерживаемые центральным болтом, образуют ротор. Лопатки фиксируются в расположенных по окружности пазах типа «ласточкин хвост». Два противовихревых подшипника скольжения поддерживают ротор компрессора и консольную двухступенчатую компрессорную ГТ. В опорной системе постоянно соблюдается центровка подшипников в любых режимах, что обеспечивает долгий срок службы. Корпуса компрессора — разъемные по горизонтальной оси, а также по вертикали у фланца перепуска охлаждающего воздуха. Входной направляющий аппарат, а также лопатки первых четырех ступеней статора компрессора — переменные, а остальные ряды облопачивания лопаток статора — стационарные, они зафиксированы в корпусах по пазам под «ласточкин хвост». Лопатки первых пяти ступеней имеют антикоррозийное покрытие.

**Таблица 7 12 Технические данные энергетических ГТУ фирмы Mitsubishi (Япония)
(по ISO 2314 на уровне моря)**

Тип ГТУ	Электрическая мощность, МВт	КПД производства электроэнергии, %	Начальная температура газов ГТ, °С	Степень повышения воздуха в компрессоре давления π_k	Расход выходных газов, кг/с	Температура выходных газов, °С	Расход топлива на ГТУ (природный газ, $Q_f = 50\ 056\ \text{кДж/кг}$), кг/с	Удельный расход рабочего тела, кг/(кВт·ч)	Частота вращения вала ГТУ, об/мин	Масса ГТУ, т	Габаритные размеры ГТУ, м, длина x ширина x высота
MF-61	5,92	28,73	—	15	28	496	0,410	17,0	13 800	—	—
MF-111A	12,61	30,43	—	13	49	547	0,828	14	9660	—	—
MF-111B	14,57	31,07	—	15	56	530	0,937	13,8	9660	—	—
MF-221	30	32,13	—	15	111	533	1,865	13,3	7200	—	—
MW-251	36,86	29,04	—	12	160	517	2,536	15,6	4894	—	—
MW-501	104,57	33,39	—	14	365	521	6,257	12,6	3600	—	—
MW-701	130,55	34,0	—	14	453	513	7,671	12,5	3000	—	—
MW-701DA	144,1	34,8	1180	14	455	536	8,272	11,4	3000	200	12,5×5,2× ×5,2
501F	158,6	36,13	—	14,6	437	580	8,770	9,9	3600	—	—
701F	234,2	36,69	—	16	566	550	12,752	8,7	3000	—	—
501G	230	38,65	—	19	544	593	11,888	8,5	3600	—	—
MFT-8	26,78	38,79	—	21	87,3	464	1,379	11,7	5000	—	—
MW701F	270,3	38,2	1350	17	664	586	14,136	8,8	3000	340	17,3×5,8× ×5,8
MW701G	334	39,5	1410	21	750	587	16,892	8,1	3000	420	18,2×6,2× ×6,2

Двухступенчатая компрессорная газовая турбина снабжена воздушно-охлаждаемыми лопатками ротора первой ступени. Сопла лопаток ротора имеют удлиненные ножки, по которым охлаждающий воздух проходит вдоль их профиля. На этих лопатках есть наконечники, а дорожки статора снабжены изнашиваемыми уплотнениями из пористого материала — нимоника. Лопатки первой ступени имеют антикоррозийное покрытие. В корпусе газовой турбины предусмотрены окна для осмотра и замера радиального зазора щупом.

В системе сжигания топлива использованы восемь осевых противоточных горелок, симметрично расположенных в цилиндрическом корпусе с разъемом в вертикальной плоскости. Поперечное воспламенение между камерами упрощает зажигание. Две запальные свечи с высокой мощностью разряда устанавливаются в двух диаметрально противоположных горелках; каждая свеча в отдельности в состоянии обеспечить зажигание. Система рассчитана на сжигание как жидкого, так и газового топлива и может переходить с одного топлива на другое при любой нагрузке.

Силовая турбина ГТУ — двухступенчатая. Роторные диски и межступенчатые диафрагмы охлаждаются воздухом, отбираемым из межступенчатого

**Таблица 7.13 Технические данные энергетических ГТУ фирмы Alstom
(по ISO 2314 на уровне моря)**

Показатель	Тип ГТУ								
	«Hur- rykale»	TB5000	«Typhoon»				«Tor- nado»	«Tem- pest»	«Cy- clone»
			I	II	III	IV			
Электрическая мощность, МВт	1,65	3,92	4,35	4,70	5,25	6,52	6,75	7,70	12,90
Электрический КПД, %	26,0	25,0	29,7	29,4	29,7	31,3 0	31,3	29,11	35,1
Степень повышения давления воздуха в компрессоре π_k	9,2	7,6	13,1	14,3	15,3	12,2	12,2	13,7	16,7
Начальная температура газов, °C	—	915	1088	1075	1116	1020	1020	1130	1250
Расход выходных газов, кг/с	7,3	-	17,6	18,9	20,3	27,4	27,6	29,05	39,2
Температура выходных газов, °C	617	488	534	526	537	479	479	536	579
Расход топлива (метан 100 %, $Q_i^r = 50\,056$ кДж/кг), кг/с	0,1268	0,313	0,293	0,319	0,353	0,416	0,430	0,528	0,547
Удельный расход рабочего тела, кг/(кВт·ч)	15,9	—	14,6	14,5	13,9	15,1	14,7	13,6	10,8
Частота вращения вала, об/мин	—	—	16 570	17 384	17 384	—	—	13 907	14 100/19500
Масса ГТУ, т	13,5	34	—	—	12	—	—	55	60
Габаритные размеры ГТУ, м:									
длина	5,75	9,7	—	—	5,3	—	—	9,9	12,0
ширина	2	2,4	—	—	2,4	—	—	2,4	2,7
высота	3,2	2,4	—	—	3,4 (без электрогенератора)	—	—	3,49	3,65

сопла компрессора. Диски ротора также охлаждаются воздухом, а лопатки первой ступени имеют удлиненные ножки, что снижает температуру обода диска. Вал ротора опирается на два противовихревых опорных подшипника.

Все вспомогательное оборудование монтируется на раме вместе с газотурбинным двигателем. Главный насос масляной системы, насос жидкого топлива, гидравлический насос привода поворотных лопаток ВНА имеют привод от вспомогательного редуктора, который соединен гибкой муфтой

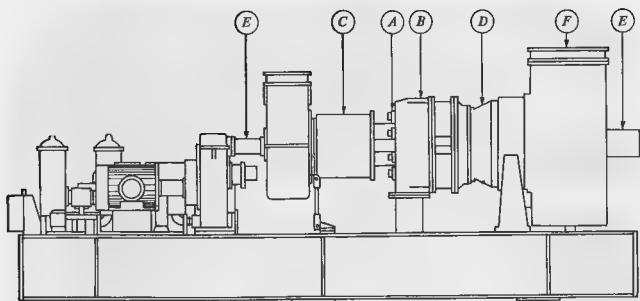


Рис. 7.8. Компонентная схема энергетической ГТУ «Tornado» (Alstom)

A — сопло горелки; *B* — центральный корпус, охватывающий жаровые трубы, *C* — корпус компрессора низкого давления, разъемный в горизонтальной плоскости; *D* — промежуточный корпус между корпусами компрессорной и силовой турбин; *E* — выходной вал и вспомогательный приводной вал; *F* — задняя опора ротора турбины, которая поддерживает положение силовой турбины

с валом двигателя. Это позволяет ГТУ работать и при отключении внешнего электропитания (рис. 7.8).

Маслоблок масляной системы смонтирован внутри рамы. Вспомогательное оборудование расположено на стороне забора воздуха, работает в холодной среде и не ограничивает доступ к основной части установки.

Пусковым устройством ГТУ служит либо электродвигатель переменного тока, либо двигатель внутреннего сгорания.

На мировом энергетическом рынке успешно работают и другие известные фирмы: Rolls-Royce, Turbopower, Solar Turbines, Nuovo Pignone, Kawasaki, Allison и др.

По государственной программе ATS (США) фирма Solar разработала энергетическую ГТУ «Mercury-50» (табл. 7.14) с применением регенеративного подогрева циклового воздуха выходными газами ГТ (электрический КПД 40 %). Была использована конструктивная схема (рис. 7.9) ГТУ, в которой вход воздуха в компрессор и выход газов из газовой турбины расположены в центральной части, а выход сжатого воздуха и КС — с противоположных торцов. Регенеративный воздухоподогреватель размещен между выходом воздуха из компрессора и входом его в КС вдоль оси ГТУ. В центре воздухоподогревателя сделан отвод выходных газов.

Десятиступенчатый компрессор имеет ВНА и ПНА первой и второй ступени. В двухступенчатой ГТ консольного крепления используется воздушное охлаждение лопаток. В кольцевой КС с восемью горелками сжигается предварительно подготовленная обедненная топливовоздушная смесь.

Воздушный регенератор — пластинчатый, поверхность теплообмена образована тонкими листами из нержавеющей стали, благодаря этому темпера-

**Таблица 7 14. Технические данные энергетических ГТУ фирмы Solar (США)
(по ISO 2314 на уровне моря)**

Показатель	Тип ГТУ								
	«Saturn-20»	«Centaur-40»	«Mercury-50»	«Centaur-50»	«Taurus-60»	«Taurus-70»	«Mars-90»	«Mars-100»	«Titan-130»
Электрическая мощность, МВт	1,21	3,515	4,072	4,345	5,2	6,844	9,285	10,695	12,611
Электрический КПД, %	24,3	27,9	40	29,2	30,3	32,3	31,7	32,5	32,8
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	—	—	9,1	—	—	—	—	17,1	—
Начальная температура газов, °С	—	—	1165	—	—	—	—	—	—
Расход выходных газов, кг/с	6,46	18,61	16,2	19,01	21,37	26,57	39,17	41,65	—
Температура выходных газов, °С	516	437	368 (после регенератора)	501	486	479	464	488	—
Расход топлива (природный газ, Q_i^r 50 056 кДж/кг), кг/с	0,10	0,252	0,203	0,297	0,343	0,423	0,585	0,657	0,768
Удельный расход рабочего тела, кг/(кВт · ч)	19,2	19,1	14,3	15,8	14,8	14,0	15,2	14,0	—
Масса ГТУ, т	9,9	27,2	43,1	27,2	27,2	50,2	82,1	82,1	74,8
Габаритные размеры ГТУ, м:									
длина	7,9	8,8	9,8	8,8	8,8	12,5	13,9	13,9	11,1
ширина	1,9	2,4	2,7	2,4	2,4	2,7	2,9	2,9	3,5
высота	3,0	3,0	3,5	3,0	3,0	3,6	3,9	3,9	3,5

тура воздуха перед КС увеличивается до 593 °С, а температура выходных газов снижается до 368 °С.

Фирмой Solar (в составе компании Caterpillar) создан типовой ряд из девяти ГТУ мощностью 1,2—12,8 МВт. Уже осуществлена поставка в 85 стран свыше 10 000 ГТУ.

Фирма Nuovo Pignone (Италия) начиная с 1961 г. в содружестве с фирмой General Electric изготовила более 900 ГТУ. В табл. 7.15 приведены основные технические данные выпускаемых фирмой современных энергетических ГТУ.

Компанией Volvo Aero разработана ГТУ типа VT600 мощностью 600 кВт, которая состоит из одноступенчатого центробежного компрессора ($\pi_k = 8$) и двухступенчатой ГТ. Установка может работать в схеме ПГУ.

Таблица 7.15. Технические данные энергетических ГТУ фирмы Nuovo Pignone (Италия) (по ISO 2314)

Показатель	Тип ГТУ														
	PGT2	PGT5	PGT10	PGT16	PGT25	II									
						MS 5001PA	MS 6001B	MS 6001FA	MS 7001EA	MS 9001E	MS 9001ES	MS 9001FA	LM2500	LM600	PGT 21S
Электрическая мощность, кВт	2000	5220	10 140	13 390	21 910	26 300	38 340	70 140	83 500	123 400	169 200	226 500	22 330	41 500	16 000
Электрический КПД, %	25	27	32	34	35	28,5	31,5	34,2	32,5	33,8	34,9	35,7	35,6	40,6	—
Степень повышения давления в компрессоре	12,5	9,2	14	21,5	17,8	10,5	11,8	15	12,4	12,3	14,2	15	18	30	—
Расход выходящих газов, кг/с	10	24,44	40,83	45,28	67,22	122,78	138,10	195,83	291,7	411,1	508,3	611,1	68,1	125	—
Температура выходящих газов, °С	550	530	480	495	512	487	539	597	530	540	558	590	531	452	—
Расход топлива (метан 100 %), кг/с	0,160	0,386	0,633	0,787	1,251	1,844	2,432	4,097	5,133	7,294	9,273	12,675	1,253	2,042	—
Удельный расход рабочего тела, кг/(кВт·ч)	18	16,9	14,5	12,2	11,0	16,8	13	10,1	12,6	12,0	10,8	9,71	11	10,8	—
Частота вращения вала, об/мин	1500/ 1800	1500/ 1800	7900	7900	6500	5094	5094	5247	3600	3000	3000	3000	3600	3600	—
Масса ГТУ, т	12	30	27	18	27	85	85	—	127	215	—	—	27	—	—
Габаритные размеры, м:															
длина	5,5	7,7	8,1	8,1	8	11,64	7,6	—	11,6	13,88	—	—	8	—	—
высота	2,3	2,5	2,5	2,5	3	3,15	3,2	—	3,6	4,5	—	—	3	—	—
ширина	2,5	4,3	4	3,8	3,5	3,66	3,8	—	3,9	6,29	—	—	3,5	—	—

Примечание. I — проект Nuovo Pignone; II — по лицензии General Electric; III — проект Nuovo Pignone и ОАО «Сатурн».

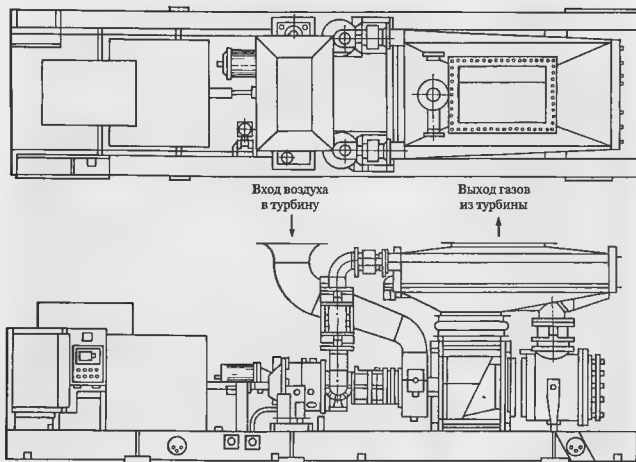


Рис. 7.9. Компоновка ГТУ «Mercury-50»

Таблица 7.16. Распределение производства энергетического оборудования между фирмами

Показатель	General Electric	Siemens	Alstom	Mitsubishi
Доля производства электроэнергии на мировом рынке с использованием органического топлива, %	27	20	15	11
Доля производства и продажи энергетического оборудования на мировом рынке, %	8	8	17	12
Доля производства и продажи АСУ ТП на мировом рынке, %	—	11	14 (ABB)	—

В последние 10—15 лет произошло слияние фирм-поставщиков энергетического оборудования в мире. Так, фирмы Nuovo Pignone (1994 г.), John Brown, Stewart & Stevenson (1997 г.) и EGT (1999 г.) влились в фирму General Electric. Фирмы GEC (1989 г.) и ABB Power Generation (1998 г.) объединились под эгидой фирмы Alstom. В фирму Siemens влились фирмы Parsons (1997 г.) и Westinghouse Fossil Business (1998 г.). В табл. 7.16 показаны позиции, занимаемые ведущими поставщиками энергетического оборудования в мире на начало 2001 г.

7.4. КОМПОНОВКА ГЛАВНОГО КОРПУСА ГАЗОТУРБИННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Компоновка главного корпуса газотурбинной ТЭС зависит от климатических условий, особенностей эксплуатации, типа устанавливаемого оборудования и др. Различают открытые и закрытые компоновки главного корпуса.

Для стандартной открытой компоновки (рис. 7.10) характерно отсутствие здания главного корпуса. При этом используется простой унифицированный для данного типоразмера ГТУ фундамент, в который вмонтированы кабельные колодцы и трубы для прокладки кабелей. Фундамент представляет собой армированную железобетонную плиту, поверхность которой сплавивается бетоном. Блоки ГТУ и электрогенератора поддерживаются на фундаменте фундаментными анкерными болтами. Фундаменты для стальных конструкций блоков вспомогательного оборудования, воздухозаборного устройства, модулей электротехнического и другого оборудования отделены швом от фундамента ГТУ для предотвращения передачи вибраций.

Собственно ГТУ, электрогенератор и блок вспомогательного оборудования расположены в защитном кожухе. Стальной каркас кожуха служит опорной рамой для панелей кожуха, которые состоят из ряда погодо-, звуко- и теплозащитных слоев. Они легко удаляются для проведения технического обслуживания и ремонта. В соответствии с правилами пожарной безопасности, все двери кожуха оборудованы уплотнениями, надежными запорами, аварийными световыми табло и автоматическими заплушками. Закрытые двери в любое время могут быть открыты изнутри.

Кожух-укрытие вентилируется для обеспечения отвода теплоты посредством воздухообмена в кожухе для поддержания минимально необходимой температуры с помощью нагревателей в периоды останова ГТУ; предотвращения образования взрывоопасных концентраций газовой воздушной смеси.

Для открытой компоновки ГТУ устраивается рабочее и аварийное освещение люминесцентными лампами (освещенность 250 лк). Лампы и пускорегулирующие аппараты для них крепятся к кожуху открытой компоновки таким образом, чтобы при проведении ремонтов не требовалась их разборка.

На площадке открытой установки ГТУ располагается порталный кран для надежного подъема и перемещения самой тяжелой детали — ротора, имеются также подъемники для технического обслуживания вспомогательного оборудования. На площадке должен быть обеспечен проезд транспорта при сборке, эксплуатации и техническом обслуживании оборудования.

Типичная закрытая компоновка (рис. 7.11) главного корпуса имеет те же особенности, что и открытая компоновка. Отличие состоит в наличии здания, внутри которого расположены ГТУ, электрогенератор и часть вспомогательного оборудования. Портальный кран заменен мостовым.

Машинный зал снабжен дополнительной вентиляцией для поддержания температуры в помещении посредством воздухообмена при работающей ГТУ и с помощью нагревателей — при остановленной ГТУ.

Если установка снабжена звукозащитным кожухом, то отдельная вентиляционная система (рис. 7.12) обеспечивает циркуляцию части воздуха, подаваемого через звукозащитный кожух. После этого воздух возвращается в машинный зал либо отводится непосредственно в атмосферу.

Рис. 7.10. Типичная открытая компоновка главного корпуса газотурбинной ТЭС

1 — блок генератора; 2 — камера сгорания; 4 — блок вспомогательного оборудования; 5 — блок жидкого топлива; 6 — дымовая труба; 7 — модуль пускового устройства; 8 — модуль системы управления; 9 — модуль аккумуляторных батарей; 10 — модуль выключателя генератора; 11 — трансформатор собственных нужд; 12 — главный трансформатор; 13 — пусковой трансформатор; 14 — шинопроводы генератора; 15 — фильтр воздуха; 16 — главный трансформатор; 17 — блок регулирующих клапанов; 18 — блок топливного газа; 19 — блок вырыска воды; 20 — воздухоохладитель высокого давления; 21 — воздухоохладитель низкого давления; 22 — блок подкачки топливного газа; 23 — модуль распределения (закрытого); 24 — блок аварийного дизельного двигателя; 25 — блок охлаждающей воды

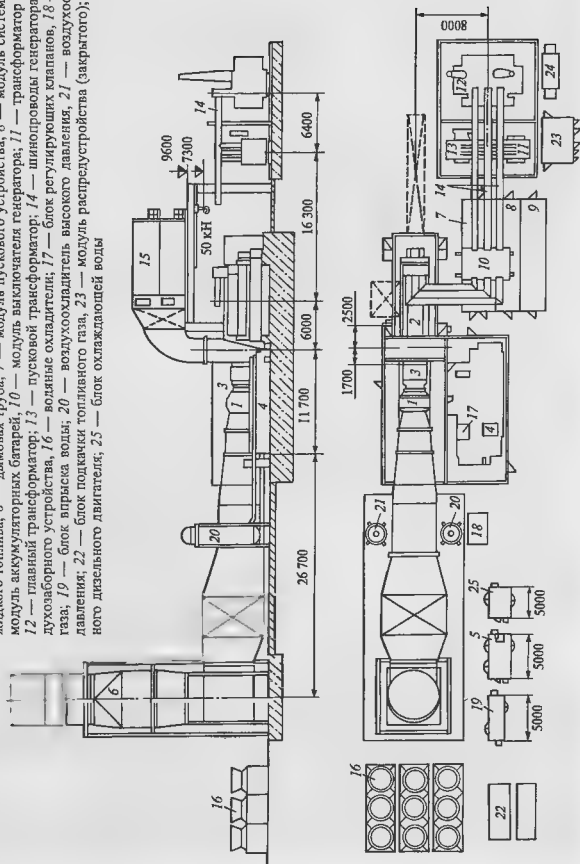
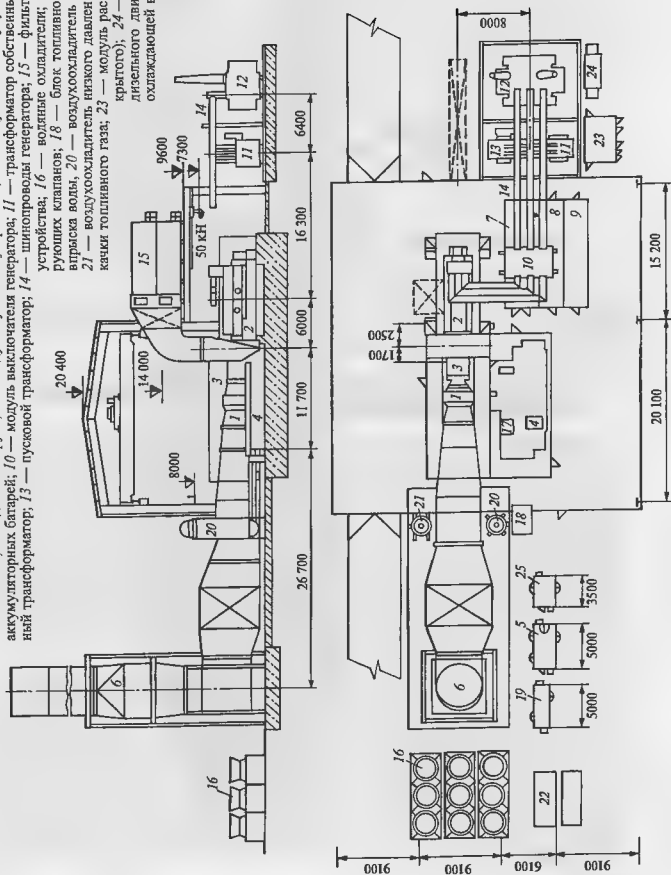


Рис. 7.11. Стандартная закрытая компоновка главного корпуса газотурбинной ТЭС

1 — блок ГТУ; 2 — блок генератора; 3 — камера сгорания; 4 — блок вспомогательного оборудования; 5 — блок жидкого топлива; 6 — дымовая труба; 7 — модуль пускового устройства; 8 — модуль системы управления; 9 — модуль аккумуляторных батарей; 10 — модуль выключателя генератора; 11 — трансформатор собственных нужд; 12 — главный трансформатор; 13 — пусковой трансформатор; 14 — шинный трансформатор; 15 — фильтр воздухоподборного устройства; 16 — воляные охладители; 17 — блок топливного газа; 18 — блок топливного газа; 19 — блок регулирующих клапанов; 20 — воздухоохладитель высокого давления; 21 — воздухоохладитель низкого давления; 22 — блок подкачки топливного газа; 23 — модуль распределения (закрытого); 24 — блок аварийного дизельного двигателя; 25 — блок охлаждающей воды



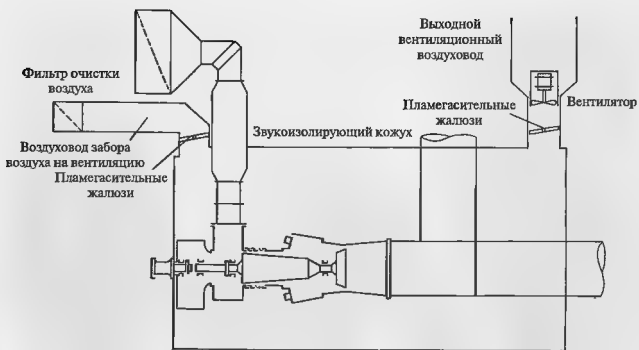


Рис. 7.12. Система вентиляции звукоизолирующего кожуха энергетической ГТУ

Внутреннее освещение в машинном зале должно обеспечивать эксплуатационному и ремонтному персоналу возможность осуществлять управление, техническое обслуживание и ремонт ГТУ.

7.5. ПРИМЕНЕНИЕ АВИАЦИОННЫХ И СУДОВЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ СОЗДАНИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

Исторически авиационные турбореактивные (ТРД) и турбовинтовые (ТВД) двигатели были первыми ГТУ, получившими массовое применение в военном и гражданском самолетостроении. На рис. 7.13—7.15 показаны конструктивные схемы авиационных ТРД, называемых также газотурбинными двигателями (ГТД). Они выполняются одноконтурными или двухконтурными. Газовая турбина таких двигателей предназначена в основном для привода соответствующего компрессора, и ее мощность приблизительно совпадает с мощностью, потребляемой компрессором. Газы в ГТ расширяются до давления выше атмосферного, а оставшийся теплогерепад расходуется в реактивном сопле и создает силу тяги.

На рис. 7.16 представлена диаграмма теплового процесса турбореактивного самолетного двигателя. Процесс $1-1^*$ соответствует сжатию воздуха во входном устройстве двигателя; процесс 1^*-2^* — сжатию воздуха в компрессоре; процесс 2^*-3^* — подводу теплоты в КС; процесс 3^*-4 — расширению газов в ГТ и их выходу при определенном значении скорости. Процесс $4-5$ соответствует дальнейшему расширению газов в реактивном сопле и ускорению потока, а участок $4-4^*$ показывает повышение температуры при переходе от статического давления газа на выходе из турбины p_4 к давлению полного торможения потока p_4^* .

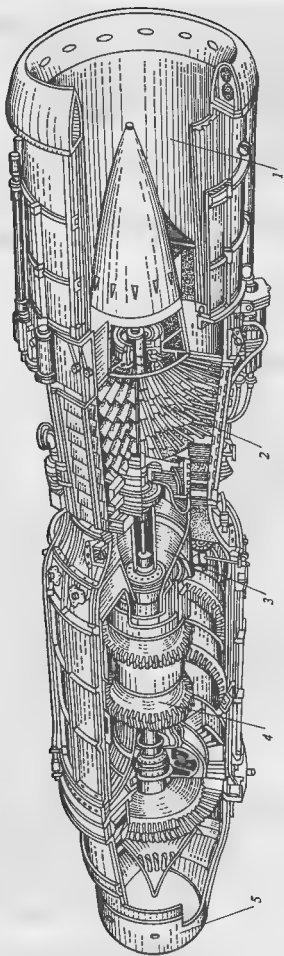


Рис. 7.13. Конструктивная схема первого отечественного турбореактивного двигателя ТР-1 конструкции А. М. Люльки
 1 — воздушозаборник; 2 — осевой компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — газовая турбина; 5 — реактивное сопло

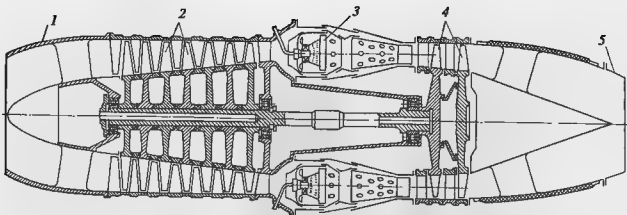


Рис. 7.14. Схема авиационного турбореактивного двигателя

1 — диффузор, 2 — компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — газовая турбина; 5 — реактивное сопло

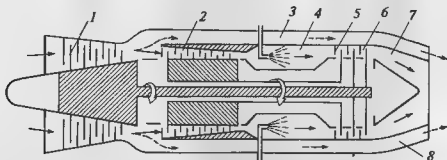
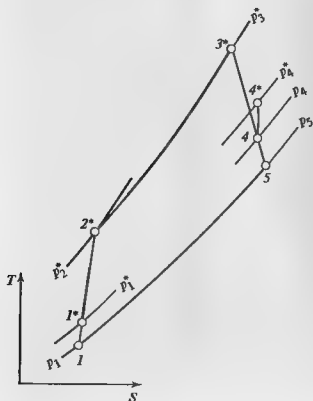


Рис. 7.15. Схема двухконтурного турбореактивного двигателя

1 — компрессор низкого давления; 2 — компрессор высокого давления; 3 — наружный контур двигателя, 4 — камера сгорания, 5 — турбина КВД, 6 — турбина КНД, 7 — реактивное сопло внутреннего контура, 8 — реактивное сопло наружного контура. $\longrightarrow$ — движение рабочего тела во внутреннем контуре; $-\longrightarrow$ — движение рабочего тела в наружном контуре



Наряду с одноконтурными широкое применение в России и за рубежом получили двухконтурные ТРД. В них компрессор низкого давления (КНД) приводится в действие ГТ низкого давления (ТНД), а компрессор высокого давления (КВД) соответственно ГТ высокого давления (ТВД). В некоторых конструкциях поток воздуха на выходе из КНД разделяется на две части (см. рис. 7.15): одна из них поступает во внутренний контур КВД, далее в КС и в ТВД. В конце концов этот газовый поток выбрасывается через центральную часть реактивного сопла. Другая часть воздуха расширяется

Рис. 7.16. Диаграмма теплового процесса турбореактивного двигателя

в наружном контуре и с умеренной скоростью выбрасывается также через реактивное сопло и улучшает характеристики двигателя на старте и при умеренных скоростях полета.

В настоящее время в российской авиационной промышленности высвободились значительные мощности по производству авиационных и судовых ТРД (см. п. 7.2.1), которые могут быть использованы и переоборудованы в энергетические ГТУ, так как имеют ряд преимуществ:

малую стоимость установки;

небольшие размеры, что в ряде случаев позволяет их применять в существующих помещениях электростанций;

небольшую массу, что значительно облегчает и ускоряет проведение ремонтных работ. При этом возможна замена целых блоков или элементов установки;

высокую приемистость — время запуска не превышает 2 мин, что особенно важно для пиковых режимов работы;

хорошую приспособленность для дистанционного управления.

При переводе турбореактивного двигателя в электрогенераторную установку (рис. 7.17) необходимо выполнить ряд работ, позволяющих учесть особенности эксплуатации этого двигателя:

а) удалить реактивное сопло и газы ГТ турбореактивного двигателя направить в силовую турбину, работающую на общем валу с электрогенератором. Таким образом вал (валы) турбореактивного двигателя сохранит возможность работы при высокой частоте вращения 10 000—20 000 об/мин, что обеспечит компактность установки. Силовую газовую турбину соединить с двигателем только коробами для подвода газов. Такие технические решения широко используются российскими и зарубежными фирмами. Например, фирма General Electric разработала семейство энергетических ГТУ серии LM на базе авиационных двигателей. Технологическая схема таких ГТД, переоборудованных в энергетические ГТУ, была приведена на рис. 4.3, в. Аналогичным примером служит использование ГТД при создании энергетической ГТУ типа FT8-30 фирмой Turbopower (см. рис. 6.5) и ГТЭ-180 (АО ЛМЗ и АО «Авиадвигатель», г. Пермь) на базе авиационного двигателя ПС-90;

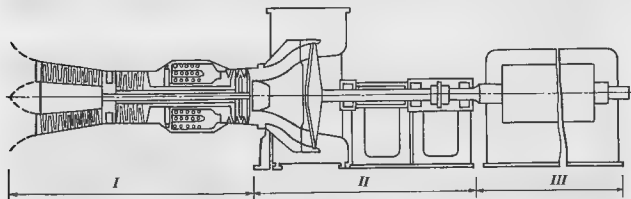


Рис. 7.17. Схема энергетической установки с использованием авиационного двигателя
I — турбореактивный двигатель; II — силовая турбина; III — электрический генератор

б) реконструировать воздухозаборник турбореактивного двигателя, заменив его комплексным воздухоочистительным и шумопоглощающим устройством;

в) компрессоры турбореактивного двигателя снабдить ВНА (если они отсутствуют) для улучшения управления установкой и повышения ее экономичности на частичных нагрузках;

г) необходимо затратить значительные усилия на приспособление КС ГТУ к работе на природном газе и легком дизельном топливе вместо привычного авиационного керосина. Необходимо довести концентрацию вредных выбросов NO_x и CO до нормативных значений в условиях электростанции;

д) осуществить систему управления энергетической ГТУ в режиме $n = \text{const}$ путем реконструкции системы управления турбореактивного двигателя.

Авиационные ГТД характеризуются предельно уменьшенными габаритными размерами и массой. Частота вращения (3000—16 500 об/мин) и степень повышения давления воздуха $\pi_k = 20\text{--}30$ у них выше, чем у энергетических ГТУ. Компактность роторов таких ГТД позволяет оснащать их шариковыми подшипниками, не требующими громоздкой системы маслоснабжения, предусмотренной в общей системе маслоохлаждения. Шариковые подшипники могут безотказно работать до 100 000 ч. Для авиационных ГТД характерна большая неравномерность показателей работы при изменении температуры наружного воздуха по сравнению с энергетическими ГТУ.

В последние десятилетия на компрессорных станциях нефтегазовой промышленности все шире используют авиационные и судовые ГТД для транспорта природного газа по магистральным газопроводам и для его обратной подачи в скважины при давлении до 50 МПа.

Применение центробежной компрессорной машины в сочетании с ГТД, в частности для линейных компрессорных станций мощных газопроводов, выявило технологические преимущества такого решения — большой объемный расход при относительно невысоком давлении.

В России и Украине создано поколение новых газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с газотурбинными двигателями. В табл. 7.17 приведены технические данные перспективных ГПА и ГТД для газотранспортных и газодобывающих предприятий и прежде всего для ОАО «Газпром». Использован большой научно-технический потенциал ОАО «НПО Сатурн», «Сумского НПО им. Фрунзе», ОАО НПО «Искра», НПО «Машпроект» (Украина), ОАО КМПО, ОАО «Невский завод», ОАО «Авиадвигатель», ОАО «СНТК им. Кузнецова» и др.

Широкое использование на компрессорных станциях магистральных газопроводов ГТД для привода нагнетателей природного газа позволило существенно улучшить технико-экономические показатели этой отрасли. Вместе с тем актуальной стала задача утилизации теплоты выходных газов ГТ. В отдельных случаях (на компрессорной станции «Москово» газопровода Челябинск - Петровск) за ГТУ типа АЛ-31СТ дополнительно устанавливают котел-утилизатор типа П-94 (АО «Подольский машиностроительный завод»), который генерирует пар для технических нужд станции.

Более перспективна комплектация компрессорных станций дополнительной паротурбинной установкой и котлом-утилизатором, работающими

**Таблица 7.17. Технические данные перспективных газотурбинных приводов
для газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций**

Компрессорная станция	Тип ГПА/ГТД	Мощность ГТД, МВт	КПД ГТД, %	Наработка привода, ч
Пермтрансгаз				
Пермская	ГПА-12 «Урал»/ПС-90	12	34	13361
	ГПА-Ц-16Р/ПС-90	16	36,3	8163
	ГПА-Ц-12/ПС-90	12	34	7941
	ГПА-12М «Урал»/ПС-90	12	34	186
Ординская	ГПА-12Р/ПС-90	12	34	26 809
	ГПА-16Р/ПС-90	16	36,3	14 225
Горнозаводская	ГПА-16 «Урал»/ПС-90	16	36,3	86
Игринская (Шаркан)	ГТУ-25П/ПС-90П-25	25	39,5	—
Алмазная	ПЖТ-21С/АЛ-31СТ	16,6	35	6877
Тюментрансгаз				
«Игрим»	ПАЭС 2500	2,5	22	11 128
Карпинская	ГПА-Ц-16РН/АЛ-31СТ	16,8	37	14 417
Самаратрансгаз				
Тольяттинская	ГПА-Ц-16Р/НК-38СТ	16	38	548
	ГПА-Ц-25/НК-36СТ	25	36,5	9233
Сызранская КС-23А	ГПА-Ц-6,3В/НК-14СТ	8	32	29 772
	ГПА-Ц-16Р/НК-38СТ	16	38	1176
Мострансгаз				
Октябрьская	ГПА-Ц-6,3С/ДТ-71	6,3	31	11 486
Чаплыгинская	ГПА-Ц-6,3С/ДТ-71	6,3	31	15 570
Донская	ГТН-25-1	25	32	42 347
Волготрансгаз				
«Починки»	ГПА-25НК/НК-36СТ	25	34,5	—
«Помарь»	ГПА-16 «Волга»/НК-38СТ	16	38	600
Лентрансгаз				
Ржевская	«Нева-16»/АЛ-31СТН	16,8	36	—
Югтрансгаз				
Мокроусовская	ГТНР-16	16	32,5	6096
Сургутгазпром				
Богандинская	«Коберра-182»/ДГ-90	17,5	35	29 470
Белтрансгаз				
Несвижская	ГПА-Ц-16С/ДГ-90ЛЗ	16	35	5156

по парогазовой схеме. Такие ПГУ работают на компрессорных станциях «Вайдхаус» (ФРГ), «Мессина» (Италия) и «Грязовец» (Россия).

Надстройка газоперекачивающего агрегата типа ГТН-25-1 на этой станции котлом-утилизатором и паровой турбиной типа К-11-10П позволила повысить мощность установки с 25 до 35 МВт и ее КПД на 10 %. Спроектированы подобные ПГУ для компрессорных станций «Донская» и «Приводино».

При описании особенностей конструкций и технических данных отечественных и зарубежных энергетических ГТУ были использованы рекламные проспекты фирм, публикации в российских журналах: «Теплоэнергетика» (обзоры чл.-корр. РАН Г. Г. Ольховского и др.); «Электрические станции»; «Тяжелое машиностроение», а также в зарубежных журналах: «Gas Turbine World»; «MPS»; «Paper ASME»; «VGB Kraftwerkstechnik»; «Power»; «Turbo-mash. Int»; «Private Power Execut.»; «Euro Power News»; «Energ. Spektrum»; «World Energy Cowsrs» и др.

Контрольные вопросы

1. По какому признаку разделяют энергетические ГТУ по поколениям?
2. Перечислите особенности российских энергетических ГТУ, выполненных на базе авиационных и судовых газотурбинных двигателей.
3. Какую концепцию изготовления имеют энергетические ГТУ фирмы Siemens?

Глава восьмая

ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ С КОТЛОМ-УТИЛИЗАТОРОМ**В.1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ И ПОКАЗАТЕЛИ ПГУ С КОТЛОМ-УТИЛИЗАТОРОМ**

Парогазовая установка с котлом-утилизатором (ПГУ с КУ) — наиболее перспективная и широко распространенная в энергетике парогазовая установка, отличающаяся простотой и высокой эффективностью производства электрической энергии. Эти ПГУ — единственные в мире энергетические установки, которые при работе в конденсационном режиме отпускают потребителям электроэнергию с КПД 55—60 %.

Эксплуатационные издержки мощной современной ПГУ вдвое ниже по сравнению с издержками на пылеугольной ТЭС. Сроки строительства ПГУ с КУ, в особенности при поэтапном вводе в эксплуатацию, намного короче, чем сроки строительства мощных тепловых электростанций других типов.

Одной из главных причин перспективности ПГУ является использование природного газа — топлива, мировые запасы которого очень велики. Газ это лучшее топливо для энергетических ГТУ — основного элемента установки. Природный газ хорошо транспортируется на дальние расстояния по магистральным газопроводам. Его можно поставлять и в жидком виде, как сжиженный природный газ (LNG — Liquefied Natural Gas). Таким топливом, например, пользуются для ПГУ в Японии и Южной Корее.

Парогазовые установки могут также работать при использовании в ГТУ тяжелого нефтяного топлива, сырой нефти, побочных продуктов переработки нефти, синтетического газа, получаемого при газификации углей.

Простейшая тепловая схема ПГУ представлена на рис. 8.1, а термодинамический цикл Брайтона—Ренкина изображен на рис. 8.2*. Выходные газы энергетической ГТУ поступают в КУ, где большая часть их теплоты передается пароводяному рабочему телу. Генерируемый в КУ пар направляется в паротурбинную установку (ПТУ), где вырабатывается дополнительное количество электроэнергии. Отработавший в паровой турбине (ПТ) пар конденсируется в конденсаторе ПТУ, конденсат с помощью насоса подается в КУ.

Тепловая схема генерации пара в КУ с использованием теплового потенциала выходных газов ГТУ представлена на рис. 8.3 вместе с Q , T -диаграммой передачи теплоты от газов к пароводяному рабочему телу. Для КУ принимают минимальные значения температурного напора Θ (pinch point — «пинч поинт») на холодном конце испарителя, используют в качестве поверхностей

* Некоторые зарубежные авторы в своих работах используют термин «цикл Джоуля—Ренкина»

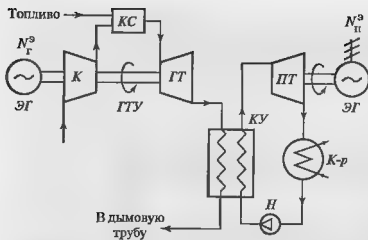


Рис. 8.1. Простейшая тепловая схема ПГУ с КУ

ЭГ — электрогенератор, К — компрессор; ГТ — газовая турбина; КС — камера сгорания; ПТ — паровая турбина; КУ — котел-утилизатор, К-р — конденсатор; Н — насос

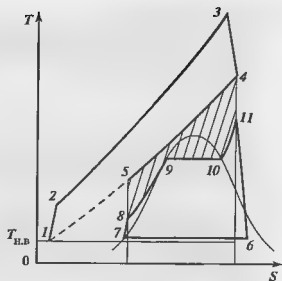


Рис. 8.2. Термодинамический цикл Брайтона—Ренкина парогазовой установки с КУ

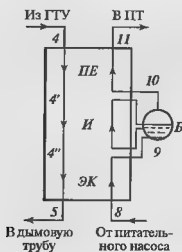


Рис. 8.3. Q, T -диаграмма теплообмена в котле-утилизаторе

ПЕ — пароперегреватель; И — испаритель; ЭК — экономайзер, Б — барабан

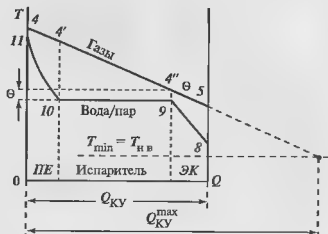
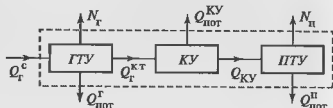


Рис. 8.4. Схема тепловых потоков ПГУ с КУ

$Q_{\text{Г}}^{\text{с}}$ — теплота сжигаемого в ГТУ топлива; $Q_{\text{КУ}}$ — полезная тепловая нагрузка КУ; $Q_{\text{Г}}^{\text{кт}}$ — теплота выходных газов ГТУ; $Q_{\text{пот}}^{\text{Г}}$, $Q_{\text{пот}}^{\text{КУ}}$, $Q_{\text{пот}}^{\text{П}}$ — потери теплоты соответственно в ГТУ, в КУ, в ПТУ



нагрева трубы с наружным оребрением и обеспечивают глубокое охлаждение выходных газов ГТУ до уровня 80—130 °С, что значительно повышает экономичность ПГУ.

Схема тепловых потоков ПГУ с КУ приведена на рис. 8.4, где выделены отдельные ее элементы и существующие технологические связи.

Анализ термодинамического цикла Брайтона—Ренкина позволяет получить выражение для внутреннего КПД ПГУ с КУ

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}}} = \frac{N_{\text{г}} + N_{\text{п}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}}} = \eta_{\text{г}} + \frac{N_{\text{п}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}}} = \eta_{\text{г}} + \frac{N_{\text{п}}}{Q_{\text{КУ}}} \frac{Q_{\text{КУ}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}}} =$$

$$= \eta_{\text{г}} + \eta_{\text{п}} \frac{Q_{\text{г}}^{\text{с}} - N_{\text{г}} - \Sigma Q_{\text{пот}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}}} = \eta_{\text{г}} + \eta_{\text{п}} (1 - \eta_{\text{г}} - \Sigma q_{\text{пот}}),$$

где $N_{\text{ПГУ}}$ — внутренняя мощность ГТУ; $Q_{\text{г}}^{\text{с}}$ — теплота сжигаемого в КС ГТУ топлива; $Q_{\text{КУ}}$ — теплота пара КУ, поступающего в ПТУ; $\Sigma Q_{\text{пот}}$, $\Sigma q_{\text{пот}}$ — абсолютные и относительные суммарные потери теплоты в ПГУ.

Следовательно,

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{г}} + \eta_{\text{п}} - \eta_{\text{г}} \eta_{\text{п}} - \eta_{\text{п}} \Sigma q_{\text{пот}}. \quad (8.1)$$

Здесь $N_{\text{г}}$, $N_{\text{п}}$ — внутренняя мощность газовой и паровой установок; $\eta_{\text{г}}$, $\eta_{\text{п}}$ — соответственно внутренние КПД газовой и паровой ступеней ПГУ.

Выражение (8.1) с некоторыми вариациями предлагается в работах различных авторов [5, 8, 9, 11, 18, 19, 22, 26, 29]. Это подтверждает общепринятое представление об особенностях технологических процессов в ПГУ с КУ.

Если предположить (см. рис. 8.2), что $Q_{\text{КУ}} = Q_{\text{ПТУ}}$, т.е. что вся теплота пара КУ поступает в ПТУ, то справедливо выражение

$$Q_{\text{КУ}} = G_{\text{г}} \int_{s_5}^{s_4} T_{\text{г}} ds = D_{\text{п}} \int_{s_7}^{s_{11}} T_{\text{пв}} ds = G_{\text{г}} q_{\text{г}} = D_{\text{п}} q_{\text{п}}, \quad (8.2)$$

где $G_{\text{г}}$, $D_{\text{п}}$ — расход соответственно выходных газов ГТУ и генерируемого в КУ пара, кг/с; $q_{\text{г}}$, $q_{\text{п}}$ — удельные расходы теплоты газов ГТУ и генерируемого пара, кДж/кг; $T_{\text{г}}$, $T_{\text{пв}}$ — соответственно температура газов и пароводяного рабочего тела.

Относительный расход генерируемого в КУ пара невелик из-за небольшой теплоты выходных газов ГТУ:

$$d_{\text{п}} = D_{\text{п}} / G_{\text{г}}. \quad (8.3)$$

Коэффициент полезного действия КУ по прямому балансу определяется как отношение теплоты выходных газов $Q_{\text{КУ}}$, использованной для генерации пара, к ее максимально возможному значению при $T_5 - T_{\text{мин}} = T_{\text{пв}}$ (см. рис. 8.3):

$$\eta_{\text{КУ}} = Q_{\text{КУ}} / Q_{\text{КУ}}^{\text{max}}. \quad (8.4)$$

Можно использовать понятие «степень бинарности» ПГУ с КУ. Значение степени бинарности приближается к единице, когда удастся почти полностью использовать теплоту выходных газов ГТУ для генерации пара в паровой ступени установки. В бинарной ПГУ потерн теплоты $\Sigma q_{\text{пот}} = 0$ и КПД

ПГУ $\eta_{\text{ПГУ}}^6 = \eta_{\text{г}} + \eta_{\text{п}} - \eta_{\text{г}}\eta_{\text{п}}$. В реальной ПГУ потери всегда есть и $\eta_{\text{ПГУ}} < \eta_{\text{ПГУ}}^6$, а степень бинарности

$$\beta = \eta_{\text{ПГУ}} / \eta_{\text{ПГУ}}^6. \quad (8.5)$$

В действительности, степень бинарности ПГУ с одноконтурным КУ составляет около 0,90, так как в такой установке не удастся охладить выходные газы ГТУ до температуры ниже 150 °С. Относительно невелики и количества генерируемого пара и вырабатываемой в ПТУ электроэнергии.

На рис. 8.5 приведена тепловая схема ПГУ с одноконтурным КУ, а на рис. 8.6 — соответствующая Q, T -диаграмма теплообмена между выходными газами ГТУ и пароводяным рабочим телом. Газовый подогреватель конденсата (ГПК) заменяет отсутствующие в ПТУ подогреватели низкого давления. Нагрев основного конденсата в нем вызывает понижение температуры газов до конечного значения $\vartheta_{\text{ух}}$. В схеме предусмотрен деаэратор питательной воды, питаемый отборным паром паровой турбины. Парогенерирующий контур одного давления состоит из экономайзера, испарителя и пароперегревателя. Минимальный температурный напор имеет место на конце испарительных поверхностей нагрева: $\Theta = \vartheta_3 - T_{\text{нас}} = 8 \div 10$ °С, а соответствующая разница температур — на горячем конце пароперегревателя $\Theta_{\text{ПЕ}} = \vartheta_1 - T_{\text{ПЕ}} = 20 \div 40$ °С. Во избежание коррозионного износа температуру конденсата на входе в КУ $T_{\text{к}}^{\text{ак}}$ поддерживают на уровне 50—60 °С при сжигании природного газа и не ниже 110 °С при переходе на жидкое газотурбинное топливо в ГТУ.

В качестве иллюстрации рассмотрим пример ПГУ (см. рис. 8.5), в которой в качестве ГТУ принята установка типа V64.2 (Siemens). Ее основные технические данные приведены в табл. 8.1 и 8.2.

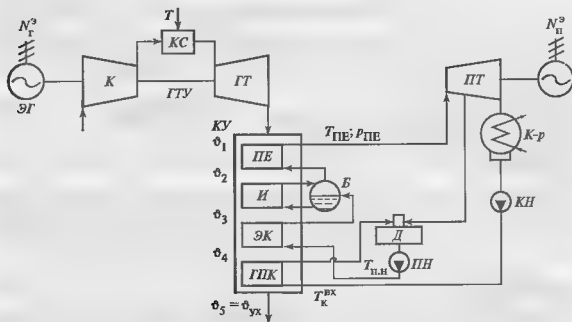


Рис. 8.5. Тепловая схема ПГУ с одноконтурным КУ

ГПК — газовый подогреватель конденсата, Д — деаэратор; ПН, КН — питательный и конденсатный насосы; $\vartheta_1 - \vartheta_5$ — температура газов (остальные обозначения см. рис. 8.1 и 8.3)

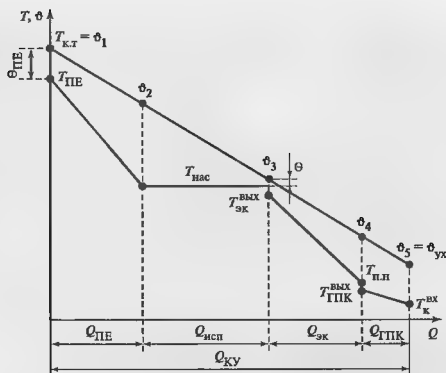


Рис. 8.6. Q, T -диаграмма теплообмена в КУ ПГУ (см. рис. 8.5)

T — температура пара и воды

Таблица 8.1. Технические данные энергетической ГТУ*

Показатель	Перед осевым компрессором	Перед камерой сгорания	Перед газовой турбиной	На выходе газовой турбины
Давление, МПа	0,1013	1,0686	1,042	0,1043
Температура, °C	15	323,6	1050	551,8
Энтальпия, кДж/кг	15,15	332,3	1206,8	601,9
Избыток воздуха	—	.	3,21	3,21
Газовая постоянная, кДж/(кг · К)	0,28798	0,28798	0,29199	0,29199
Массовый расход рабочего тела, кг/с	1	1	1,01793	1,01793

* Дополнительные технические данные:

- 1) топливо — метан CH_4 100 %; $Q_i^r = 50\,056$ кДж/кг;
- 2) КПД КС $\eta_{\text{КС}} = 99,7$ %;
- 3) механический КПД компрессора $\eta_{\text{мех}}^{\text{к}} = 99,9$ %;
- 4) механический КПД ГТ $\eta_{\text{мех}}^{\text{ГТ}} = 99,9$ %;
- 5) изэнтропный КПД компрессора $\eta_{\text{к}} = 88,2$ %;
- 6) изэнтропный КПД ГТ $\eta_{\text{ГТ}} = 88,4$ %.

На 1 кг/с массового расхода рабочего тела получены.

- 1) мощность, потребляемая компрессором $N_{\text{к}} = 317,545$ кВт;
- 2) мощность ГТ $N_{\text{ГТ}} = 615,094$ кВт;
- 3) мощность электрогенератора ГТУ $N_{\text{Г}}^3 = 294,574$ кВт;
- 4) теплота, подводимая с топливом в КС: $Q_{\text{Г}}^{\text{с}} = 897,328$ кВт;
- 5) КПД производства электроэнергии $\eta_{\text{Г}}^3 = 32,827$ %.

Таблица 8.2. Технические данные паровой ступени и всей ПГУ (КУ одного давления)*

Состояние и место рабочего тела в тепловой схеме	$D_{п/в}/G_k$	p , МПа	T , °C	h , кДж/кг
Перегретый пар за КУ	0,13433	6	525	3480,8
Пар на входе в паровую турбину	0,13433	5,7	523,6	3480,8
Отбор пара из ПТ в деаэратор	0,0025	0,121	106,5	2663,2
Подача пара в конденсатор	0,13183	0,006	36,2	151,5
Конденсат после конденсатного насоса	0,13183	0,189	36,2	151,7
Подача рабочего тела в деаэратор	0,13183	0,151	95	398
Питательная вода после деаэратора	0,13433	0,121	105	440,2
Питательная вода	0,13433	7,2	107,2	449,4
Рабочее тело на линии насыщения в испарителе	0,13433	6,32	279	1231,8

* Дополнительные данные:

- 1) $D_{п/в}$ — расход пара/воды; G_k — расход воздуха в компрессоре;
- 2) температурный напор на холодном конце испарителя $\Theta = 10$ °C;
- 3) параметры газов по тракту КУ (см. рис. 8.6).
 $\vartheta_3 = 289$ °C; $h_3 = 302,8$ кДж/кг;
 $\vartheta_4 = 192$ °C; $h_4 = 201,9$ кДж/кг;
 $\vartheta_5 = \vartheta_{yx} = 162$ °C; $h_5 = h_{yx} - 170$ кДж/кг;
- 4) мощность электрогенератора ПТУ $N_{п}^3 = 153,601$ кВт/(кг/с);
- 5) электрическая мощность ПГУ $N_{ПГУ}^3 = 448,175$ кВт/(кг/с);
- 6) КПД производства электроэнергии ПГУ $\eta_{ПГУ}^3 = 49,95$ %.

Данные таблиц показывают, что в рассматриваемой ПГУ с одноконтурным КУ удается охладить выходные газы ГТУ до температуры 162 °C и получить невысокое значение КПД производства электроэнергии. Вместе с тем тепловая схема такой установки проста в эксплуатации и характеризуется низкими удельными капиталовложениями. Выбор данного типа ПГУ экономически обоснован в тех случаях, когда применяется дешевое топливо, а электростанция рассчитана на работу с пиковыми нагрузками или когда применяется топливо с высоким содержанием серы. На рис. 8.7 приведена схема ПГУ с тремя блоками ГТУ—КУ, одной ПТУ и котлами-утилизаторами одного давления.

Дальнейшее повышение экономичности ПГУ с КУ возможно при более глубоком охлаждении выходных газов ГТУ. Тепловая схема КУ усложняется из-за увеличения числа контуров генерации пара (до двух-трех) и введения промежуточного перегрева пара, для чего используются ГТУ с улучшенными энергетическими характеристиками. Для них характерна большая начальная температура газа перед ГТ — на уровне 1200—1350 °C и более.

На рис. 8.8 и 8.9 приведены варианты схем ПГУ с двухконтурным КУ, а на рис. 8.10 соответствующая Q , T -диаграмма теплообмена. В тепловых схемах имеются некоторые различия. Экономайзер контура ВД выполняют одно- или двухступенчатым в зависимости от конструктивных особенностей котла. Для питания водой контуров НД и ВД предусмотрены два самостоятельных питательных насоса. В некоторых ПГУ устанавливают один насос с отбором воды НД из его промежуточной ступени. В тепловую схему КУ может быть

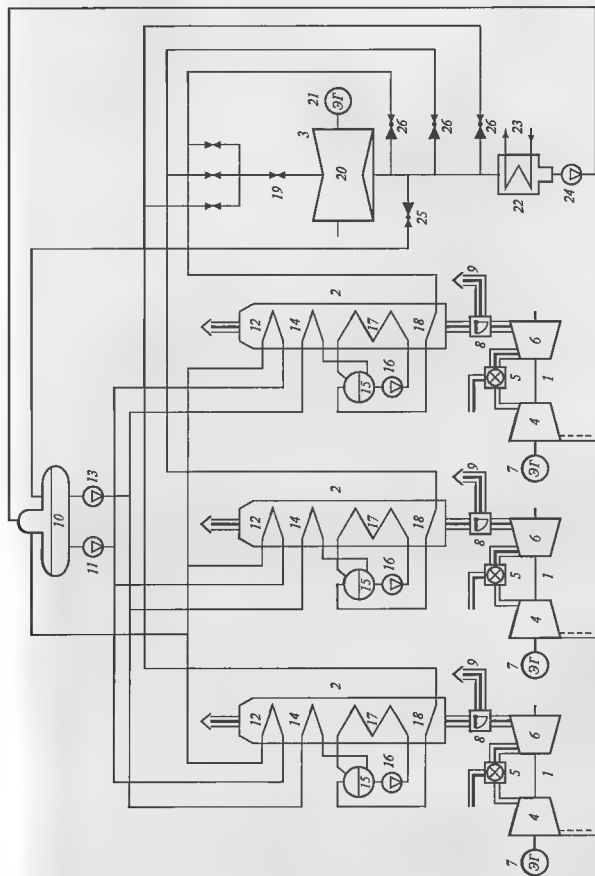


Рис. 8.7. Принципиальная тепловая схема ТПУ с одноконтурным КУ и испарительным контуром питания деаэратора

1 — ТПУ; 2 — котел-утилизатор; 3 — паротурбинная установка; 4 — компрессор; 5 — камера сгорания; 6 — газовая турбина; 7 — электрогенератор ТПУ; 8 — байпасная заслонка; 9 — к байпасной дымовой трубе; 10 — деаэратор; 11 — питательный насос контура деаэратора; 12 — испарительный контур деаэратора; 13 — питательный насос; 14 — экономайзер; 15 — барабан; 16 — насос рециркуляции; 17 — испаритель; 18 — пароперегреватель; 19 — автоматический стопорный клапан паровой турбины; 20 — паровая турбина; 21 — электрогенератор ТПУ; 22 — конденсатор; 23 — охлаждающая вода; 24 — конденсатный насос; 25 — сброс пара из деаэратора; 26 — сброс пара из паровой магистрали котлов-утилизаторов

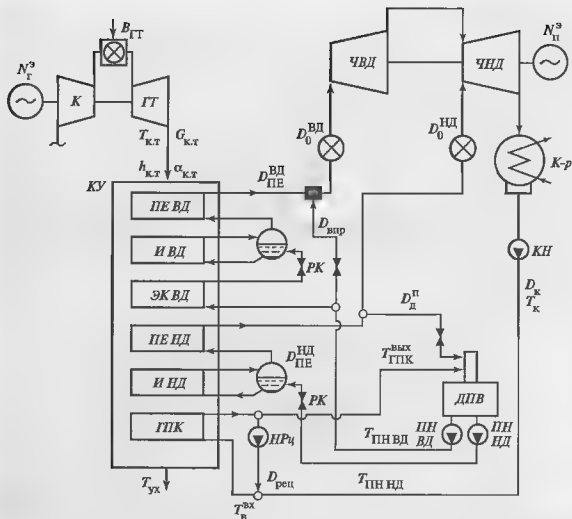


Рис. 8.8. Принципиальная тепловая схема ПГУ с двухконтурным КУ

ПЕВД, ПЕНД — пароперегреватели высокого и низкого давления, ИВД, ИНД — испарительные поверхности высокого и низкого давления, ЭКВД — экономайзер высокого давления, ГПК — газовый подогреватель конденсата, ДПВ — деаэратор питательной воды; ЧВД, ЧНД — части высокого и низкого давления паровой турбины, К-р — конденсатор; КН — конденсатный насос; ПНВД, ПННД — питательные насосы соответственно высокого и низкого давления, НРЧ — насос рециркуляции, РК — регулирующий клапан

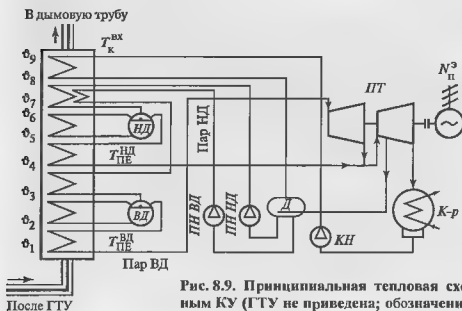


Рис. 8.9. Принципиальная тепловая схема ПГУ с двухконтурным КУ (ГТУ не приведена; обозначения см. подпись к рис. 8.8)

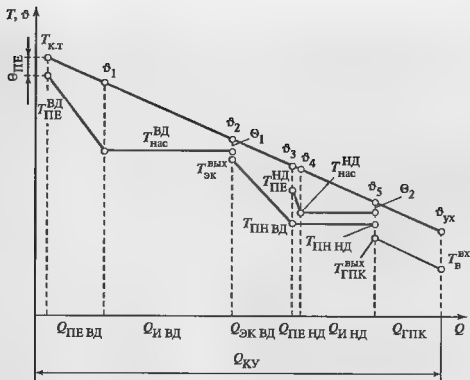


Рис. 8.10. Q, T -диаграмма теплообмена в двухконтурном котле-утилизаторе ПГУ
 ϕ_i — температуры продуктов сгорания по тракту КУ; T_i — температуры пароводяного теплоносителя по тракту КУ; θ_i — температурные напоры

добавлен насос рециркуляции конденсата для поддержания необходимой температуры на входе в котел. Вместо него в схеме ПТУ можно использовать один подогреватель низкого давления (ПНД), который включается в работу по мере необходимости.

Питание контуров высокого и низкого давления осуществляется деаэрированной водой с массовой концентрацией кислорода O_2 не более 10 мкг/кг. Деаэрацию можно осуществить в конденсаторе, деаэраторе питательной воды или в обоих этих элементах тепловой схемы. Возможны несколько технических решений:

а) создается водяной деаэраторный контур (испаритель деаэратора), в котором вырабатывается определенное количество пара. Давление в контуре определяется тепловой нагрузкой этого испарителя в зависимости от расхода и температуры газов перед ним. Работа деаэратора на пароводяной смеси может создать определенные трудности, что отражается на его конструкции (см. рис. 8.7);

б) деаэратор снабжается паром из магистрали пара низкого давления (см. рис. 8.8);

в) питание деаэратора производится паром из отбора паровой турбины (см. рис. 8.9), при этом может снизиться экономичность ПГУ.

Усовершенствованный вариант тепловой схемы ПГУ с двухконтурным КУ—ПГУ-320 приведен на рис. 8.11. В ней использована ГТУ типа ГТЭ-200 (ЛМЗ), спроектированная на базе ГТУ типа ГТЭ-150. Установка выполнена одновальной с двухконтурным КУ. В КУ есть восемь участков теплообмена, включая промежуточный пароперегреватель, газовый подогреватель конденсата и испаритель деаэратора повышенного скользящего давления (1,3—1,4 МПа).

В ПГУ-320 использованы питательный электронасос и насос рециркуляции для поддержания температуры конденсата на входе в котел не ниже 60 °С. В схеме предусмотрен регенеративный подогрев природного газа до 140 °С в водяном подогревателе, обогреваемом питательной водой из деаэратора. Коэффициент полезного действия производства электроэнергии брутто рассматриваемой ПГУ составляет 54,9 %.

Для ПГУ с КУ двух давлений (см. рис. 8.9) выполнен расчет характеристик пароводяного контура (табл. 8.3). В ПГУ использована та же энергетическая ГТУ, что и в ПГУ с одноконтурным котлом (см. табл. 8.1). Выполненный расчет показывает, что использование в схеме ПГУ КУ двух давлений приводит к

Таблица 8.3 Технические данные паровой ступени и всей ПГУ (КУ двух давлений)*

Состояние и место рабочего тела в тепловой схеме	$D_{п/в}/G_k$	p , МПа	T , °С	h , кДж/кг
Пар ВД после КУ	0,13208	8	525	3459,5
Пар ВД на входе в паровую турбину	0,13208	7,9	523,3	3459,5
Пар после ЧВД паровой турбины	0,13208	0,464	—	2808,6
Пар НД после КУ	0,03007	0,488	213,1	2883,8
Пар НД перед точкой смещения в паровой турбине	0,03007	0,464	—	2883,8
Пар перед частью НД паровой турбины	0,16214	0,464	—	2882,5
Отбор пара из части НД паровой турбины на деаэратор	0,00308	0,127	—	2614,1
Пар на выходе паровой турбины	0,15906	0,006	36,2	2263,1
Конденсат после конденсатного насоса	0,15906	0,189	36,2	151,7
Питательная вода перед деаэратором	0,15906	0,151	95	398
Питательная вода после насоса ВД	0,13208	9,6	105	447,2
Питательная вода после насоса НД	0,03007	0,586	105	440,5
Параметры на линии насыщения в испарителе ВД	0,13208	8,4	298,4	1336,5
Параметры на линии насыщения в испарителе НД	0,03007	0,51	152	643

* Дополнительные данные

- 1) температурный напор на горячем конце пароперегревателя ВД $\Theta_{пе} = 26,7$ °С;
- 2) температурный напор на холодном конце испарителей ВД и НД $\Theta = 10$ °С;
- 3) параметры газов по тракту КУ (см. рис. 8.9):
 $\theta_1 = 551,7$ °С; $h_1 = 601,9$ кДж/кг;
 $\theta_3 = 308,4$ °С; $h_3 = 324$ кДж/кг;
 $\theta_4 = 223,1$ °С; $h_4 = 235,2$ кДж/кг;
 $\theta_6 = 162$ °С; $h_6 = 168,8$ кДж/кг;
 $\theta_8 = 133,3$ °С; $h_8 = 139,6$ кДж/кг;
 $\theta_9 = 96,1$ °С; $h_9 = 100,4$ кДж/кг;
- 4) внутренний КПД проточной части паровой турбины: до точки отбора $\eta_{oi} = 0,90$, для всего процесса расширения $\eta_{oi}^{пт} = 0,85$;
- 5) мощность электрогенератора ПГУ $N_n^э = 173,7$ кВт/(кг/с);
- 6) электрическая мощность ПГУ $N_{пгу}^э = 468,3$ кВт/(кг/с);
- 7) КПД производства электроэнергии ПГУ $\eta_{пгу}^э = 52,2$ %.

усложнению тепловой схемы, но повышает экономичность установки по сравнению с использованием котла-утилизатора одного давления на

$$\delta\eta_{\Pi\Gamma\gamma}^3 = [(0,5219 - 0,4995)/0,4995]100 = 4,48 \, \%.$$

В настоящее время в лучших современных энергетических ГТУ значение начальной температуры газа приблизилось к 1500 °С, а соответствующее давление газа (по ISO) составляет 1,8—3,0 МПа. При этом температура выходных газов превысила 600 °С. Данное обстоятельство позволило перейти к дальнейшему совершенствованию паровой ступени ПГУ с КУ и осуществить тепловую схему с тремя контурами генерации пара и его промежуточным перегревом. Последний может применяться и в КУ с двумя давлениями пара. В обоих случаях это решение позволяет снизить влажность пара в последних ступенях паровой турбины и отказаться от использования сепаратора влаги.

На рис. 8.12 приведена тепловая схема ПГУ с КУ трех давлений пара и промежуточным перегревом. Установка состоит из двух ГТУ типа V94.3A (Siemens) с КУ и одной паровой турбины. Основное топливо — природный газ, резервное топливо — жидкое, газотурбинное. Мощность ПГУ нетто составляет 632,7 МВт при КПД отпуска электроэнергии 56,6 %. Параметры газов перед КУ: расход 656 кг/с, температура 584 °С. Тип котла — горизонтальный с естественной циркуляцией. В котлах генерируются: пар высокого давления (231,5 т/ч; 9,95 МПа; 550 °С); пар среднего давления (42,1 т/ч; 2,63 МПа; 316 °С); пар низкого давления (30,2 т/ч; 0,47 МПа; 227 °С). В теп-

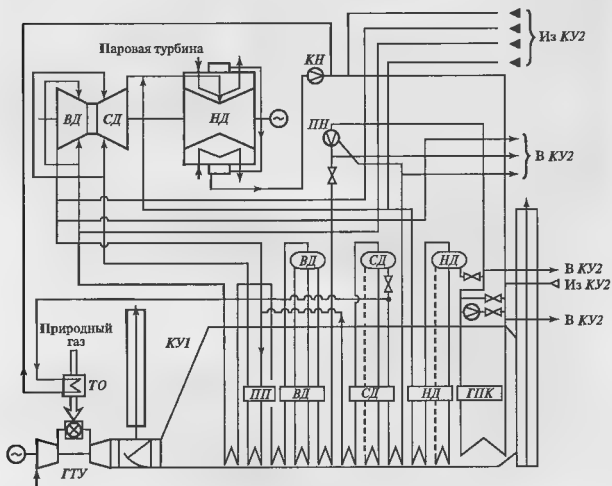


Рис. 8.12. Тепловая схема ПГУ с КУ трех давлений (Siemens)

ловой схеме деаэра́тор не предусмотрен, и деаэрация конденсата осуществляется преимущественно в конденсаторе паровой турбины.

Изменение общей экономичности ПГУ в результате совершенствования парового контура можно проиллюстрировать данными зарубежных исследований, полученными на базе ГТУ мощностью 150–200 МВт (рис. 8.13 и 8.14). Переход к более сложному паровому циклу и к сверхкритическим параметрам пара существенно повышает экономичность установки.

Оптимальный парогазовый цикл выбирают из большого числа возможных решений. Этот выбор обычно осуществляется в три основных этапа: анализ запросов заказчика энергоустановки, сбор информации об условиях работы оборудования, выбор цикла ПГУ.

Заказчик определяет верхний и нижний пределы мощности установки, приемлемый уровень мощности ГТУ с учетом ее КПД при частичной нагрузке. Выбирается график покрытия этой нагрузки.

Окружающая среда оказывает существенное влияние на работу ПГУ через характеристики ГТУ. Газовая турбина, работающая при температуре наружного воздуха 0 °С, вырабатывает на 20 % больше электроэнергии, чем та же турбина при 30 °С. Если место строительства установки расположено на высоте 100 м над уровнем моря, то мощность ГТУ на 1 % меньше, чем мощность ГТУ на уровне моря, что обусловлено разницей в давлении воздуха и его плотности. Важно знать экстремальные условия и типичные изменения параметров окружающей среды в течение всего года. Влажность воздуха мало

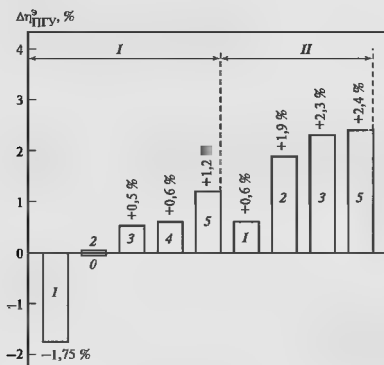


Рис. 8.13. Влияние параметров парового цикла на КПД производства электроэнергии ПГУ с КУ

I — докритические параметры пара (8 МПа, 540 °С), *II* — сверхкритические параметры пара (25 МПа, 540 °С); *1* — одноконтурный КУ, *2* — двухконтурный КУ, *3* — одноконтурный КУ с промежуточным перегревом пара, *4* — трехконтурный КУ, *5* — трехконтурный КУ с промежуточным перегревом пара

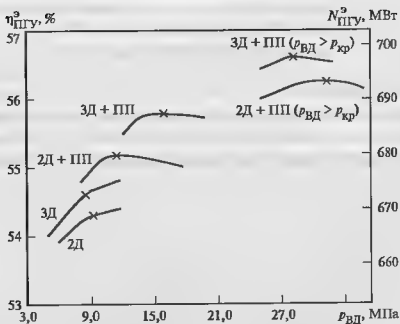


Рис. 8.14. Влияние профиля парового цикла на электрический КПД и мощность ПГУ с КУ (для ГТУ мощностью 200 МВт)

x — варианты с конечной сухостью пара 88 %, 2Д, 3Д — котлы-утилизаторы двух и трех давлений пара, ПП — промежуточный перегрев пара; $P_{кр}$ — критическое давление рабочего тела, $P_{ВД}$ — давление пара ВД

влияет на мощность и КПД ГТУ. В основу общих расчетов характеристик установки положены условия ISO 2314 (+15 °C; 0,1013 МПа; относительная влажность воздуха 60 %). Необходимо иметь в виду, что изменение этих характеристик оказывает влияние и на характеристики парового контура ПГУ.

Топливо по техническим и экономическим причинам является ключевым фактором, так как его вид и состав оказывают непосредственное влияние на мощность ГТУ и всей установки, на выбросы вредных веществ. Содержание серы в топливе определяет допустимую температуру конденсата на входе в КУ. В большинстве случаев ПГУ может работать на двух различных видах топлива, при этом уточняется, какое топливо является основным и как часто используется второй вид топлива.

Удельные капиталовложения в ПГУ позволяют оценить, какие инвестиции в электростанцию являются целесообразными для заданного КПД производства электроэнергии. Если, например, они составляют 1000 долл/кВт и существует возможность повысить экономичность парогазового цикла с целью увеличить мощность на 10 МВт при неизменной подаче топлива, то такое решение оправдано в случае, если дополнительные инвестиции составят менее 1000 долл/кВт.

Концепция компоновки оборудования ПГУ. Парогазовые установки с КУ и энергетическими ГТУ небольшой и средней мощности имеют блочную компоновку, в которой предусмотрены одна паровая турбина со своим электрогенератором и несколько ГТУ с КУ и электрогенераторами (см. рис. 8.7). Внедрение в парогазовую технологию мощных современных ГТУ позволило перейти к одновальным ПГУ.

По сравнению с многовальными одновальная компоновка ПГУ имеет ряд преимуществ:

возможность использовать отдельные модули, что экономит затраты на проектирование;

уменьшение объема главного корпуса благодаря компактной компоновке, сокращение времени на строительно-монтажные работы и ввод в эксплуатацию;

снижение затрат на техническое обслуживание и повышение надежности оборудования и др.

В зависимости от способа размещения оборудования на валу различают два исполнения одновальных ПГУ (рис. 8.15):

электрогенератор расположен со стороны паровой турбины на конце вала (рис. 8.15, а);

электрогенератор расположен между газотурбинной и паротурбинной установкой. Предусмотрена самозацепляющаяся (расцепная) муфта (рис. 8.15, б).

Первый вариант используется в ПГУ фирмы General Electric, второй — в одновальных ПГУ фирм Siemens и ABB—Alstom. Без муфты установка дешевле, но использование муфты обеспечивает повышению маневренности. Аксиальный выход пара в конденсатор повышает КПД установки.

Расцепная муфта между электрогенератором и паровой турбиной обеспечивает обычный пуск ГТУ с помощью тиристорного пускового устройства. После синхронизации с сетью в КУ начинает генерироваться пар, который позволяет запустить паровую турбину по самостоятельному пусковому графику. Затем включается самозацепляющаяся муфта, и паровая турбина подключается к электрогенератору и нагружается.

На рис. 8.16 и 8.17 приведены примеры тепловых схем одновальных ПГУ с различными способами размещения основного оборудования на валу.

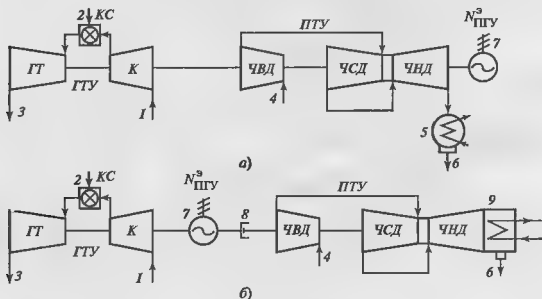


Рис. 8.15. Концепции одновальной компоновки ПГУ

а — стандартное исполнение; б — концепция фирмы Siemens; 1 — воздух; 2 — топливо; 3 — в КУ; 4 — из КУ; 5 — конденсатор (выход пара из части НД направляет вниз); 6 — отвод конденсата пара в КУ; 7 — электрогенератор; 8 — самозацепляющаяся (расцепная) муфта, 9 — конденсатор (аксиальный выход пара из части НД)

8.2. КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ В ТЕПЛОВОЙ СХЕМЕ ПГУ

8.2.1. Конструктивные схемы КУ

Котлы-утилизаторы — важный элемент технологической схемы большинства ПГУ, выполняющий во всех случаях роль утилизатора теплоты выходящих газов энергетической ГТУ. В зависимости от схем и ПГУ в КУ генерируется пар от одного до трех давлений, подогреваются вода и конденсат, вырабатывается технологический пар и др. Котлы-утилизаторы, спроектированные только для подогрева воды, называют еще газодводящими теплообменниками (ГВТО). Таким образом, КУ подразделяются на *паровые*, пар которых используется для работы в паровых турбинах или направляется технологическим потребителям, *водяные*, в которых нагреваются сетевая вода, конденсат или питательная вода ПТУ энергоблоков, и комбинированные.

По конструктивному исполнению и составу тепловой схемы КУ могут быть нескольких типов:

а) горизонтальные или вертикальные. Последние выполняют подвесными или самоопорными;

б) с естественной или принудительной циркуляцией и прямоточные.

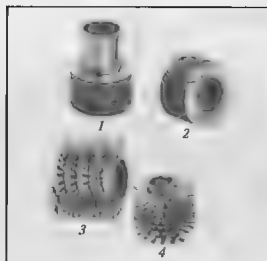
В определенных условиях в зависимости от вида сжигаемого в ГТУ топлива КУ снабжают дополнительно селективными катализаторами газов, значительно снижающими в них концентрацию NO_x . Место расположения катализатора в КУ определяется технологическим процессом. Восстановление оксидов азота происходит при впрыске в выходные газы ГТУ восстанавливающего агента — водного раствора аммиака при температуре 300—420 °С. Смесь аммиак — выходные газы пропускается через катализатор.

КУ могут быть оснащены дожигателями устройствами. В них в среде выходных газов ГТУ дополнительно сжигается топливо, это приводит к повышению и стабилизации температуры газов перед поверхностями нагрева КУ, повышает его паропроизводительность. Расстояние от горелок камеры дожигания до поверхностей нагрева первого пакета труб должно быть не менее 5 м (для выравнивания температуры и скорости газового потока).

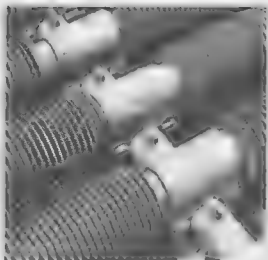
Поверхности нагрева КУ делают из стальных труб с наружным оребрением. Спирально-ленточное оребрение труб выполняют в заводских условиях на специальных установках с использованием токов высокой частоты. Это позволяет приваривать к трубам ленту различной толщины, конфигурации и размера.

Крупнейшим производителем КУ и оребренных труб для их поверхностей нагрева является АО «Подольский машиностроительный завод». Завод изготавливает оребренные трубы следующих параметров: диаметр 22—114 мм, толщина стенки 2—12 мм, высота ребра 5—25 мм, толщина ребра 0,8—2 мм, шаг витков оребрения 4—15 мм, максимальная длина оребренной трубы 22 м. Оребрение может быть сделано из углеродистых, легированных и аустенитных сталей. Помимо этого возможно также просечное оребрение труб (рис. 8.18). В модулях, из которых изготавливают КУ, масса оребренных труб достигает 45 % его общей массы, а само оребрение уменьшает ее в среднем в 1,5 раза по сравнению с гладкотрубными поверхностями нагрева.

В горизонтальных КУ поверхность нагрева состоит из отдельных секций (рис. 8.19, 8.20), объединяемых в пакеты. Каждая секция обычно включает в себя верхний и нижний коллекторы, соединенные оребренными трубами,



а)



б)

Рис. 8.18. Элементы поверхностей нагрева КУ ПГУ

а — наружное оребрение труб; *б* — крепление труб шахматного трубного пучка; 1—2 — сплошное оребрение; 3—4 — просечное оребрение

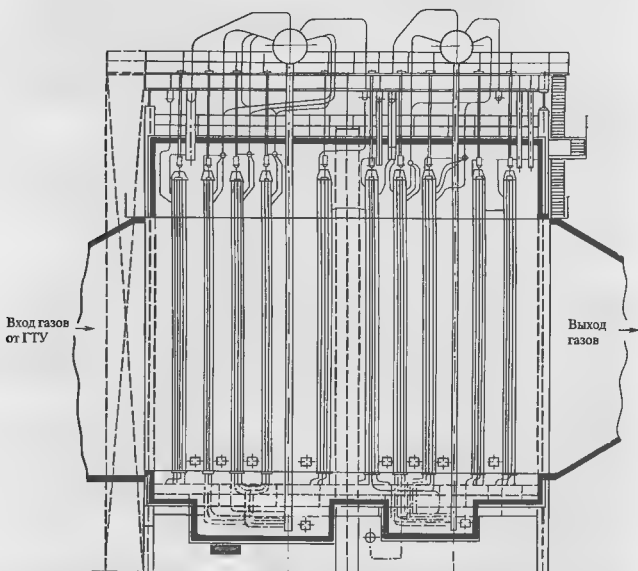


Рис. 8.19. Двухконтурный КУ горизонтальной компоновки (типов П-87, П-88 АО ПМЗ)

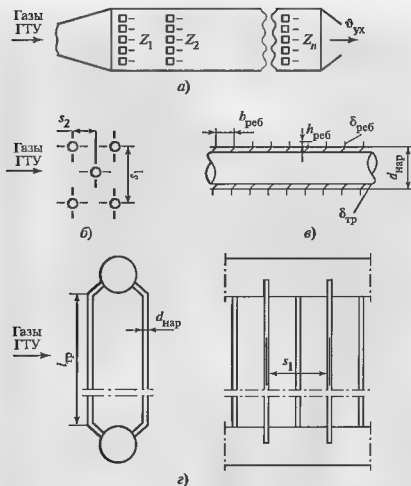


Рис. 8.20. Конструктивные параметры секции поверхностей нагрева КУ горизонтальной компоновки

a — план расположения секции КУ (число секций Z_n), *б* — шахматное расположение труб в секции, *в* — оребренная труба, *г* — упрощенный вид типовой секции КУ горизонтальной компоновки; $d_{нар}$ — наружный диаметр трубы, $l_{тр}$, $\delta_{тр}$ — соответственно длина и толщина стенки трубы; $\delta_{реб}$, $h_{реб}$, $b_{реб}$ — соответственно толщина, высота и шаг ребер, s_1 , s_2 — поперечный и продольный шаги труб в трубном пучке

имеющими шахматное расположение. В одном ряду по ходу газов устанавливают от трех до шести секций, соединенных между собой по потоку рабочего тела с помощью коллекторов и перемычек. Эти соединения расположены в специальных отделениях вне потока газов в нижней и верхней частях КУ. Число пакетов секций по ходу газов Z зависит от рассчитываемой поверхности нагрева, а общее число пакетов $\Sigma Z = Z_{ПЕ-ВД} + Z_{И-ВД} + \dots$ определяется тепловой схемой котла.

В котле-утилизаторе П-88 (АО ПМЗ) стандартная секция имеет высоту 11,8 м, ширину 2,34 м и площадь поверхности секции $F_{секц} = 646,7 \text{ м}^2$.

Конструкция *вертикальных* КУ имеет свои особенности. Их поверхности нагрева выполняют в виде отдельных модулей, укрепляемых один над другим с помощью каркаса (рис. 8.21, 8.22), в котором предусмотрены боковые боксы для размещения коллекторов и колен труб, не омываемых дымовыми газами. Основная часть модуля в зависимости от его длины имеет несколько несущих перегородок. В них просверлены отверстия диаметром, превышающим наружный диаметр оребренной трубы на 8—10 мм. Оребренные трубы

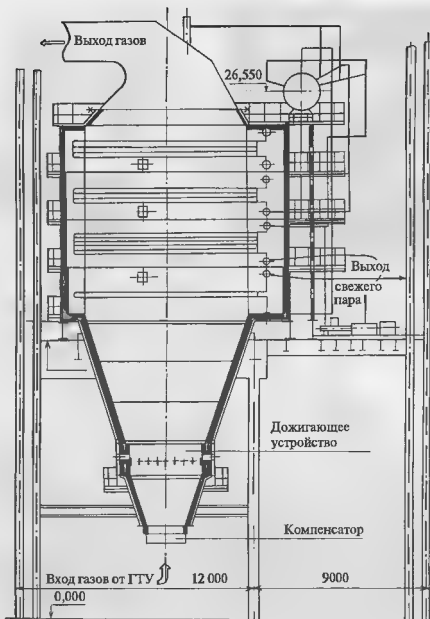


Рис. 8.21. Котел'-утилизатор вертикальной конструкции (П-86, П-86-1 АО ПМЗ)

заводятся одновременно через все отверстия и опираются в перегородках на свои ребра. В боковых боксах осуществляются сварка колен и приварка труб к коллекторам. В случае повреждения любую трубу можно заменить, отрезав ее от колен или коллектора. Применение шахматного расположения труб в пучке обеспечивает их свободное тепловое расширение.

Использование в вертикальном КУ поверхностей нагрева из отдельных модулей имеет ряд преимуществ:

возможны отдельное изготовление модулей и заводская проверка их качества;

повышение качества монтажных работ и сокращение их продолжительности;

обеспечение благоприятных условий для транспортировки модулей КУ, так как модуль обычно имеет ширину 3—4 м при длине не более 15 м.

Большой опыт строительства КУ накоплен зарубежными фирмами. С целью сократить время между выдачей заказа и вводом установки в работу КУ

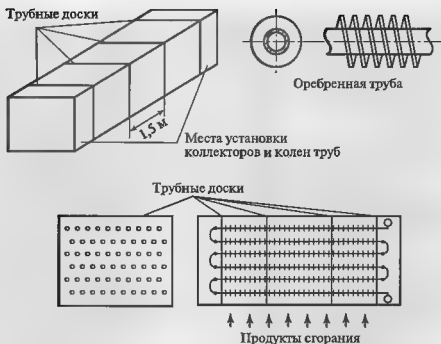


Рис. 8.22. Компновка блока оребренных поверхностей нагрева вертикального КУ

в виде крупных модулей предварительно собирают на заводе-изготовителе. Каждый модуль имеет С-образную форму (рис. 8.23) и состоит из стальной рамы, корпуса, изоляции (включая облицовку), а также труб и коллекторов. Наружные стенки корпуса выполнены из стальных листов и железных профилей, соединенных сверху и снизу в крупные элементы (панели). Штифты для крепления облицовки приварены внутри корпуса. Изоляционные и облицовочные плиты имеют отверстия избыточных размеров, допускающие термические расширения труб, и крепятся с помощью штифтов и приваренных больших подкладных шайб. Благодаря этой конструкции прогиб облицовочной плиты во время пуска предотвращается и избегается нагрузка на крепежные штифты из-за касательного напряжения.

Детали под давлением изготавливаются из коллекторов и труб и свариваются в узлы, каждый узел подвергается гидравлическому испытанию и имеет опоры для крепления труб.

На строительной площадке противолежащие С-образные модули свариваются попарно. После сварки они образуют прямоугольную замкнутую структуру с единственным газовым каналом. Котлы-утилизаторы ГТУ мощностью 80—150 МВт имеют от шести до двенадцати модулей.

Барабаны котлов полностью снабжаются всеми встроенными деталями на заводе-изготовителе и транспортируются в таком виде к месту установки. Входной канал газов, подобно конструкции корпуса КУ, изготавливается из простых элементов (панелей) и поставляется в комплекте с изоляцией и внутренней облицовкой. Даже комплект небольших прокладок между модулями делают заранее на заводе (рис. 8.24). Стальная дымовая труба транспортируется в разобранном виде и монтируется на месте установки. Таким образом повышается надежность системы КУ и одновременно экономится время и снижаются издержки.

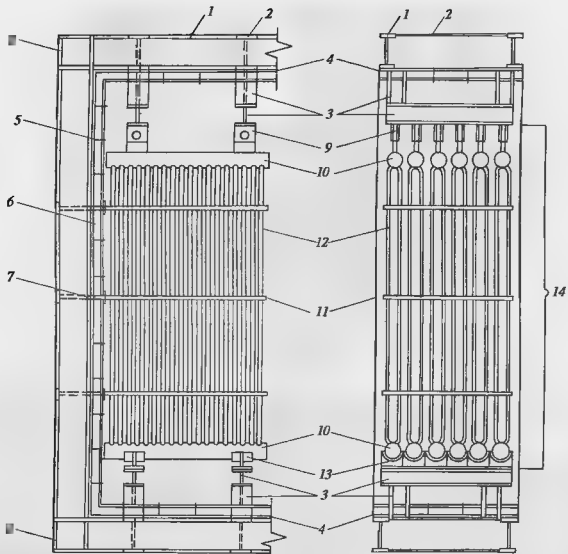


Рис. 8.23. Модуль горизонтальной конструкции КУ

1 — главная балка, 2 — поперечная опорная балка, 3 — несущая балка для деталей под давлением, 4 — корпус, 5 — крепление обшивки, 6 — изоляция, 7 — дополнительные опоры для крепления труб, 8 — угловые соединения, 9 — расширительные направляющие для деталей под давлением, 10 — коллектор, 11 — крепление труб, 12 — трубы; 13 — нижние дополнительные опоры коллектора, 14 — поддерживающая конструкция труб в виде арфы

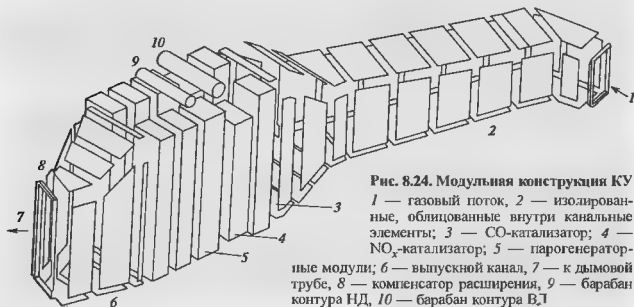


Рис. 8.24. Модульная конструкция КУ

1 — газовый поток, 2 — изолированные, облицованные внутри каналные элементы; 3 — CO -катализатор; 4 — NO_x -катализатор; 5 — парогенераторные модули; 6 — выпускной канал, 7 — к дымовой трубе, 8 — компенсатор расширения, 9 — барабан контура НД, 10 — барабан контура ВД

Возникающие при быстрых пусках термические и механические нагрузки учитываются при проектировании котла. Все трубные проходы корпуса котла имеют газонепроницаемые компенсаторы — сильфоны, и трубы могут свободно перемещаться. Увеличение внутренней температуры выходных газов ГТУ на сотни градусов в минуту не воздействует отрицательно на конструкцию котла.

Скорость газов после диффузора ГТ составляет 60—80 м/с и снижается на входе в КУ до 6 м/с. Для понижения скорости газов перед КУ применяют специальные внутренние приспособления.

Во входной и выходной частях котла устанавливают специальные системы защиты от шума отработавших газов ГТ, который распространяется по поверхности стенок КУ.

Российскими конструкторскими бюро и заводами энергетического машиностроения разработано много типов КУ. Эти котлы применяются для генерации пара в составе ПГУ на ГТУ-ТЭЦ для выработки теплоты для технологических потребителей.

Широко известны следующие заводы-изготовители КУ:

1. АО «Подольский машиностроительный завод» — паровые и водогрейные КУ для ГТУ единичной мощностью до 150 МВт.
2. АО «Красный котельщик» (ТКЗ, г. Таганрог) — паровые и водогрейные КУ для ГТУ единичной мощностью до 150 МВт.
3. АО «Белэнергомаш» (БЗЭМ, г. Белгород) — паровые и водогрейные КУ для ГТУ единичной мощностью до 25 МВт.
4. ЗАО «Ухтинский экспериментально-механический завод» (УЭМЗ) — компактные водогрейные КУ (ГВТО) для энергетических ГТУ единичной мощностью 1—25 МВт.
5. АО «Ленинградский металлический завод» (ЛМЗ, г. Санкт-Петербург) — водогрейные КУ (ГВТО) для ГТУ единичной мощностью 15—45 МВт с горизонтальным выходом.

6. ОАО «Специальное конструкторское бюро котлостроения» (СКБК, г. Санкт-Петербург) — малогабаритные паровые КУ морского исполнения для энергетических ГТУ и судовых ГТД единичной мощностью до 15 МВт.

Кроме только водогрейных или паровых КУ промышленность производит комбинированные КУ, вырабатывающие как пар, так и горячую воду, — это паровые котлы, в выходной части которых (после экономайзерного участка) размещен дополнительный (ГВТО).

Регулирование отпуска теплоты от КУ осуществляется либо байпасированием части газового потока, приводящим к изменению расхода газов через теплообменные поверхности, либо впрыском воды за пароперегревателем.

Основные технические данные и заводы-изготовители КУ приведены в табл. 8.4—8.6, в табл. 8.7 дополнительно представлены технические данные некоторых КУ, выпускаемых АО «Подольский машиностроительный завод».

В качестве примера рассмотрим конструкцию КУ для ПГУ-325 (две ГТУ типа ГТЭ-110 + два КУ типа П-88 + одна ПТ типа К-110-6,5), которую предполагается установить на Конаковской ГРЭС.

Поверхности нагрева КУ выполнены из труб с наружным спиральным оребрением и подвешены к каркасу котла через промежуточные металлоконструкции

Таблица 8.4. Технические данные водогрейных КУ для ГТУ-ТЭЦ с установками 6—16 МВт (при $T_{н.в} = 15^\circ\text{C}$)

Показатель	Тип КУ (завод-изготовитель) при мощности ГТУ									
	До 6 МВт					До 16 МВт				
	КУВ-5 (БЗЭМ)	УТО (для ГТГ-6 (УЭМЗ))	УТО (для ГТЭ-6 (УЭМЗ))	КУВ-10 (БЗЭМ)	КУВ-14 (БЗЭМ)	УТО (для ГТГ-15 (УЭМЗ))	УТО (для ГТЭ-16 (УЭМЗ))	ВКУ (для ГТГ-15 (ЛМЗ))	ГПСВ (для ГТГ-15 (ЛМЗ))	
Теплопроизводитель- ность, Гкал/ч	4,9	5,6	5,4	9,6	14,0	12,3	20,3	20,3/27,8**	24,7	
Температура воды, °С:										
на выходе	115	150	115	115	115	115	115	130	150	
на входе	70	70	70	70	70	70	70	70	70	
Давление воды, МПа	1,2	1,2	1,2	2,5	2,5	1,2	1,2	1,2	1,58	
Байпасирование газов	Нет	Есть	Есть	Нет	Нет	Есть	Есть	—	Нет	
Диапазон регулирования теплопроизводительности	—	1:5	1:5	—	—	1:10	1:5	—	—	
Исполнение***	В	В	В	В	В	В	Г	Г	В	
Масса котла, т	9,2	9,2	11,7	7,3	27	20,0	13,4	40,0		
Габаритные размеры, м:										
длина	4,0	4,2	5,16	3	3	6,9	4,1	4,46	8,75	
ширина	3,2	3,5	4,0	3	3	4,8	7,6	3,66	3,2	
высота	2,99	3,95*	5,71*	2,0	4,0	5,2*	4,0	2,2	3,0	

* С подводным диффузором и отводящим конфузором.

** С дополнительным сжиганием топлива.

*** В — вертикальное, Г — горизонтальное исполнение.

Таблица 8.5. Технические данные водогрейных КУ для ГТУ-ТЭЦ с установками 20 МВт и выше (при $T_{н.в} = 15^\circ\text{C}$)

Показатель	Тип КУ (завод-изготовитель) при мощности ГТУ				
	20 МВт			25 МВт	50 МВт
	ГПСВ (для ГТУ-20 (ПМЗ))	ГПСВ (для ГТУ55СТ-20 (ПМЗ))	УТО (для ГТУ55СТ-20 (УЭМЗ))	УТО (для ГТЭ-25У (УЭМЗ))	ГПСВ (для ГТЭ-45-1 (ПМЗ))
Теплопроизводительность, Гкал/ч	27,7	34,2	34,2	35,6	68,0
Температура воды, $^\circ\text{C}$:					
на выходе	143	166	115	115	141
на входе	60	60	70	70	60
Давление воды, МПа	2,5	2,5	1,2	1,2	2,5
Байпасирование газов	Нет	Нет	Есть	Есть	Нет
Диапазон регулирования теплопроизводительности	—	—	1:10	1:5	—
Исполнение***	В	В	В	Г	В
Масса котла, т	38,8*/101,8	47,0*/120,3		32,4	102,8*/245,8
Габаритные размеры, м:					
длина	—	10,6*	—	3,4	
ширина	—	7,0	—	3,6**	
высота		16,4	—	1,7	

* В числителе — масса теплообменных поверхностей, в знаменателе — общая масса котла.

** Размеры одной секции, всего установлено две секции.

*** В — вертикальное, Г — горизонтальное исполнение.

(см. рис. 8.19, 8.20). Котел типа П-88 газоплотный и рассчитан на давление газов после ГТ ГТУ $p_r^{\max} \leq 4$ кПа, за котлом установлен газовый запорный шибер, закрываемый при останове ГТУ. Работа ГТУ на остановленный КУ не предусмотрена, хотя экономайзер ВД и ГПК выполнены неотключаемыми. Перед пуском ГТУ осуществляется вентиляция газового тракта котла в течение не менее 10 мин с расходом воздуха до 25 % номинального расхода газов.

В тепловой схеме котла предусмотрены быстродействующие редуционно-охладительные устройства (БРОУ) высокого давления, рассчитанные на номинальный расход пара при работе одной ГТУ и быстродействующем редуционном устройстве (БРУ) низкого давления со сбросом пара в конденсатор паровой турбины. Регулирование температуры перегретого пара ВД и НД не осуществляется. Уровень воды в барабане ВД поддерживается пусковым и основным регулирующими клапанами (РК) за экономайзером ВД, а в барабане НД соответствующими РК, установленными перед ним. Таким образом, экономайзер ВД и ГПК выполнены некипящими. Только при 50 %-ной нагрузке и ниже возможно небольшое кипение воды, что допускается.

Для КУ принята тепловая схема с отдельным питанием контуров высокого и низкого давления и естественной циркуляцией рабочего тела в испарителях.

Таблица 8.6. Технические данные паровых и комбинированных КУ для ГТУ мощностью 6—25 МВт (при $T_{н.в} = 15^\circ\text{C}$)

Показатель	Тип КУ (завод-изготовитель) при мощности ГТУ													
	6 МВт			10 МВт			16 МВт			20 МВт		25 МВт		
	ТКУ-5 (ТКЗ)	КТУ-10 (БЗЭМ)	КУП 2500 (СКБМ)	КТТ-13 (БЗЭМ)	КТТ-17 (БЗЭМ)	КТТ-25/14 (БЗЭМ)	КУП3100 (СКБМ)	П-86 (ПМЗ)	П-86-1 (ПМЗ)	ТКУ-1 (ТКЗ)	КУП 2500М НПО «Маш- проект»	П-92 (ПМЗ)	КТТ-40/14 (БЗЭМ)	КТТ-50/14 (БЗЭМ)
Паропроизводи- тельность, т/ч	10,0	10,0	11,5	13,0	17,0	22,0	26,2	72,0	60	60	40,0	40,0	40	57,0
Параметры пара:														
температура, °С	319	320	275	187	325	322	310	255	450	440	275	275	275	375
давление, МПа	0,9	2,1	1,35	1,2	1,6	1,8	1,55	2,5	4,0	4,0	1,4	1,4	1,4	1,6
Наличие ГВТО	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Есть	Есть	—	Нет	Нет	Нет	Нет
Теплопроизводи- тельность, Гкал/ч	—	—	—	—	—	—	—	7,9	9,2	—	—	—	—	—
Дожигающее уст- ройство	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Есть	Есть	Есть	Нет	Нет	Нет	Нет
Масса котла, т	—	—	36,6	60,0	53,0	137,0	41,25	300	—	—	48,2*	—	—	290
Габаритные разме- ры, м:														
длина	11,0	4,3	3,6	—	3,0	7,8	4,6	13,2	13,2	—	4,6	13,2	—	7,8
ширина	6,2	4,2	4,7	—	3,0	4,2	5,3	6,2	6,3	—	5,3	6,3	—	6,9
высота	10,5	19,0	5,5	—	8,0	21,1	5,6	24,8	24,8	—	5,6	20,0	—	25,0

* С учетом массы сепаратора

Таблица 8 7 Технические данные КУ, выпускаемых АО «Подольский машиностроительный завод»

Тип котла	Объект установки	Мощность энерго-блока, МВт	Тип ГТУ, ее мощность	Конструкция КУ	Параметры пара/воды в КУ
ГПСВ-25	Шахтинская ТЭЦ	16	ДЖ-59, 16 МВт	Вертикальный, самоопорный	70/150 °С
П-86	То же	16	ДЖ-59, 16 МВт	Вертикальный, самоопорный с дожиганием	$D_1 = 72 \text{ т/ч}$ $p_1 = 2,5 \text{ МПа}$ $T_1 = 255 \text{ °С}$
П-86-1	»	27	ДЖ-59, 16 МВт	То же	$D_1 = 60 \text{ т/ч}$ $p_1 = 4 \text{ МПа}$ $T_1 = 450 \text{ °С}$
П-83	Славянская ГРЭС	345	ГТЭ-115	Горизонтальный, подвесной	$D_1/D_2 = 170/42 \text{ т/ч}$ $p_1/p_2 = 8,0/0,7 \text{ МПа}$ $T_1/T_2 = 470/200 \text{ °С}$
П-88*	Конаковская ГРЭС	325	ГТЭ-110	То же	$D_1/D_2 = 154/39 \text{ т/ч}$ $p_1/p_2 = 7,3/0,7 \text{ МПа}$ $T_1/T_2 = 480/227 \text{ °С}$
П-87	Щекинская ГРЭС	490	ГТЭ-150	Горизонтальный, подвесной в существующем здании	$D_1/D_2 = 251/79,5 \text{ т/ч}$ $p_1/p_2 = 8,6/0,68 \text{ МПа}$ $T_1/T_2 = 498/232 \text{ °С}$
П-90	Северо-Западная ТЭЦ	450	V-94,2, 150 МВт	Вертикальный, подвесной	$D_1/D_2 = 242/56 \text{ т/ч}$ $p_1/p_2 = 8,2/0,7 \text{ МПа}$ $T_1/T_2 = 515/200 \text{ °С}$
П-91	Дзержинская ТЭЦ	150	V-94,2, 150 МВт	Вертикальный, подвесной в существующем здании	$D_1 = 314 \text{ т/ч}$ $p_1 = 1,5 \text{ МПа}$ $T_1 = 300 \text{ °С}$
П-92	ТЭЦ АО «Нафтан»	20	55СТЭ-20, 20 МВт	Вертикальный, подвесной	$D_1 = 42 \text{ т/ч}$ $p_1 = 1,45 \text{ МПа}$ $T_1 = 275 \text{ °С}$
П-94	Калужская ТЭЦ	46	АЛ-31СТЭ, 20 МВт	Вертикальный, подвесной каркас КУ совмещен со зданием	$D_1/D_2 = 30/6 \text{ т/ч}$ $p_1/p_2 = 4,0/0,6 \text{ МПа}$ $T_1/T_2 = 460/190 \text{ °С}$

* Масса КУ 2370 т, габаритные размеры 25,9×17,5×13,6, м

Газовый подогреватель конденсата работает на недеаэрированной воде с массовой концентрацией в ней кислорода не более 20 мг/кг.

Поверхности нагрева имеют шахматное расположение труб единого сортамента (сталь 20, кроме пароперегревателя ВД, для которого использована сталь 12Х1МФ). Параметры оребрения следующие: $d - 32 \times 4 \text{ мм}$; шаг ребра 5 мм; высота ребра 13 мм; толщина ребра 1 мм; шаги труб $S_1 = 72 \text{ мм}$; $S_2 = 85 \text{ мм}$; длина оребренной части труб в типовых секциях 11,5 м. Типовая секция, используемая во всех поверхностях котла, состоит из двух рядов

оребранных труб с шахматным расположением, объединенных коллекторами диаметром 168 мм, толщиной 15 мм. Секция образована 66 трубами, которые радиально введены в коллекторы с использованиемгиба на угол 15° радиусом 130 мм. Ширина типовой секции 2340 мм (по осям труб), а высота 11 800 мм (по осям коллекторов).

Газоход котла (по ширине, по краям и в середине секций) представляет собой систему параллельных каналов, в которых используются акустические экраны из стального листа толщиной 2 мм, что улучшает вибрационные характеристики поверхностей нагрева.

Поверхности нагрева КУ типа П-88 имеют следующие параметры:

Удельная площадь поверхности гладкой трубы	0,1 м ² /м
Удельная площадь поверхности ребер	0,7716 м ² /м
Удельная площадь полной поверхности оребренной трубы (увеличение площади поверхности по сравнению с площадью поверхности 1 м гладкой трубы составляет 8,52 раза)	0,852 м ² /м
Удельная площадь внутренней поверхности трубы	0,0754 м ² /м
Масса 1 м гладкой трубы	2,762 кг
Масса 1 м оребренной трубы (увеличение массы по сравнению с массой гладкой трубы составляет приблизительно 2,0 раза)	5,647 кг
Масса 1 м ² оребренной поверхности нагрева	6,63 кг

Пароперегреватель ВД КУ для ПГУ-325 (см. рис. 8.20) состоит по ширине газохода из четырех блоков, в каждый из которых входят три типовые секции, соединенные между собой шестью перебранными трубами диаметром 57 мм и толщиной 4 мм по противоточной схеме с нижним отводом пара.

Испаритель ВД имеет 10 рядов типовых секций по ходу газов по четыре секции в ряд. Они объединены в четыре отдельных циркуляционных контура для повышения надежности циркуляции рабочего тела. Поверхность нагрева испарителя выполняется из 12 поставляемых заводом блоков. Пароводяная смесь из верхних частей типовых секций через промежуточные коллекторы вводится в барабан, а нижняя часть секций питается котловой водой из барабана через вертикальные коллекторы диаметром 325 мм и толщиной 25 мм.

Экономайзер ВД образован пятью рядами типовых секций по ходу газов, соединенных трубами диаметром 57 мм. По ширине газохода четыре секции каждого ряда также соединены трубами.

Пароперегреватель НД состоит только из одного ряда по ходу газов, состоящего из четырех типовых секций.

Испаритель НД образован девятью рядами типовых секций. Применена та же схема, что и в испарителе ВД.

Газовый подогреватель конденсата — последняя поверхность нагрева котла — состоит из семи рядов типовых секций по ходу газов, объединенных в два ряда поставляемых заводом блоков.

Таким образом, поверхность нагрева ВД состоит из 18 рядов секций по 4 типовые секции в ряд, что в сумме равняется 72 секциям, а поверхности нагрева НД состоят из 17 рядов секций по 4 секции в ряд, т.е. из 68 типовых секций. Котел-утилизатор имеет 140 типовых секций.

Барабаны ВД и НД котла выполнены диаметром 1600 мм при длине цилиндрической части 10,5 м и толщине стенки соответственно 90 и 20 мм. Сепарация воды в барабане НД организована с использованием жалюзийно-дроссельных боковых стенок и наклонного сдвоенного потолочного сепаратора, а в барабане ВД использованы 45 внутрибарабанных циклонов диаметром 315 мм и такой же потолочный сепаратор. Часть котловой воды (в размере 1 %) направляется на непрерывную продувку из солевых отсеков барабанов.

В тепловой схеме КУ использована рециркуляция части нагретого в ГПК конденсата для поддержания его температуры на входе в котел не ниже 60 °С. Этим исключается (при работе на природном газе) конденсация водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания, на трубах ГПК. С уменьшением температуры поступающего в котел конденсата ПТУ увеличивается доля рециркуляции. Она зависит также от характеристик ГТУ, связанных с температурой наружного воздуха. При ее изменении от +45 до 40 °С $D_{\text{рец}} = 19\text{—}162$ т/ч (100 %-ная нагрузка ГТУ) и $D_{\text{рец}} = 396\text{—}612$ т/ч (40 %-ная нагрузка ГТУ). Для уменьшения разброса в объеме рециркуляции воды в схему включен водо-водяной теплообменник отпуска теплоты потребителям.

Увеличение $D_{\text{рец}}$ снижает температуру уходящих газов КУ из-за роста тепловой нагрузки ГПК, поэтому потребуется увеличение его поверхности нагрева.

Для реализации в КУ бездеаэраторной схемы потребовались бы использование блочной обессоливающей установки (БОУ) при 100 %-ном расходе конденсата и его подогрев до 60 °С.

Тепловая изоляция корпуса котла при температуре наружной стенки не более 55 °С сделана из супертонкого волокна из горных пород марки БСТВ толщиной около 200 мм.

8.2.2. Тепловой расчет и особенности работы КУ в схеме ПГУ

Расчет КУ отличается от аналогичного теплового расчета энергетического парового котла, что объясняется спецификой тепловой схемы ПГУ. Тепловой расчет КУ может быть *конструкторским* или *поверочным*. Конструкторский тепловой расчет осуществляется для базового (расчетного) режима работы ПГУ. Для конденсационных ПГУ с КУ — это обычно режим при среднегодовых параметрах наружного воздуха (для Москвы: $T_{\text{нв}} = 4$ °С). Для парогазовых теплоэлектроцентралей — наиболее общего случая тепловой схемы ПГУ с КУ — базовым, как правило, является режим, соответствующий средней температуре воздуха за отопительный период. В результате конструкторского расчета КУ определяют прежде всего площадь поверхности теплообмена, количество и параметры генерируемого пара.

В условиях эксплуатации режимы работы ПГУ часто меняются из-за непостоянства температуры и давления наружного воздуха, а также возможного изменения нагрузки. Из-за этого изменяются параметры газов на входе в КУ (температура, расход, избыток воздуха и др.). Котел-утилизатор в отличие от парогенератора паросиловой установки обычно работает в нерасчетном режиме, поэтому большой интерес представляет его поверочный расчет. При этом известны параметры газов на входе в котел, геометрия и площади поверхности

Таблица 8.8. Влияние аэродинамического сопротивления КУ на параметры ПГУ

Параметр	Аэродинамическое сопротивление КУ, Па		
	2450	3420	4430
Электрическая мощность ГТУ, кВт	147 910	146 990	146 060
Температура выходных газов ГТУ, °С	550,7	552,2	553,9
Расход пара ВД, кг/с	61,72	61,61	61,50
Расход пара НД, кг/с	15,50	15,53	15,56
Электрическая мощность ПГУ, кВт	165 530	165 600	165 680
Температура уходящих газов КУ, °С	92,9	92,5	93,1
Электрическая мощность ПГУ брутто, кВт	461 400	459 600	457 800
КПД выработки электроэнергии брутто ПГУ, %	51,33	51,145	50,93

нагрева отдельных элементов. В результате расчетов получают параметры рабочих тел котла на входе и выходе каждой поверхности нагрева.

Еще одной особенностью ПГУ с КУ является необходимость параллельно с тепловым выполнять гидравлический и аэродинамический расчеты КУ. Первый из них позволяет находить давления пара и воды в элементах котла, а второй — определить аэродинамическое сопротивление элементов и всего газового тракта КУ, которое оказывает влияние на параметры газов за ГТ и особенно на электрическую нагрузку ГТУ. На примере КУ ПГУ-450 с ГТУ типа V94.2 (Siemens) в табл. 8.8 показаны изменение этого сопротивления и его влияние на характеристики установки (расчеты ВТИ).

Приведенные выше данные свидетельствуют о необходимости расчета методом итераций элементов ПГУ (рис. 8.25).

Конструкторский расчет котла-утилизатора. Цель конструкторского расчета КУ — определить площади поверхностей нагрева, геометрию отдельных элементов при заданных условиях, паропроизводительность и параметры генерируемого пара.

При выполнении конструкторского расчета КУ используют следующие технические данные, известные из расчета тепловой схемы ГТУ:

вид и состав сжигаемого в ГТУ топлива;

параметры выходных газов ГТУ (расход $G_{кт}$, кг/с; температура $T_{кт}$, °С; избыток воздуха $\alpha_{кт}$; состав выходных газов);

конструктивные параметры стандартной типовой секции поверхностей нагрева КУ, параметры обретенных труб.

Основные положения, требования и допущения конструкторского расчета КУ Настоящие рекомендации даны применительно к схеме КУ с двумя контурами генерации пара (см. рис. 8.8). Следует заметить, что большинство положений имеет общий характер и справедливо также при расчете других типов КУ.

1. Для любой из поверхностей нагрева КУ (пароперегревателя, испарителя и т.п.) можно записать уравнение количества теплоты, передаваемой выходными газами ГТУ пароводяному рабочему телу:

$$Q_i = G_{кт} \Delta h_{гi} \varphi - D_{пвi} \Delta h_{пвi} = k_i F_i \Delta T_{срi}^{лок} \quad (8.6)$$

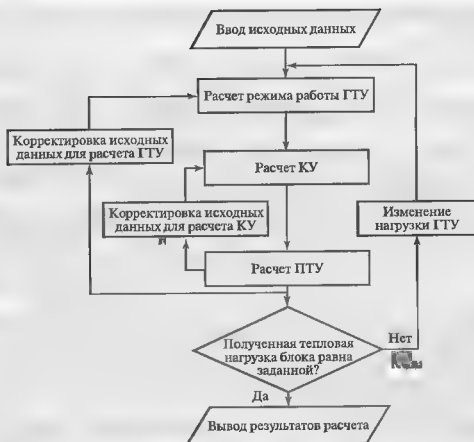


Рис. 8.25. Упрощенная схема расчета тепловой схемы ПГУ с КУ

Здесь $G_{\text{КТ}}$, $D_{\text{ПВ}}$ — расходы газов за ГТУ и пароводяного рабочего тела, кг/с; $\Delta h_{\text{ГТ}}$, $\Delta h_{\text{ПВ}}$ — разности энтальпий соответственно газов и пароводяного рабочего тела, кДж/кг; k_i — средний коэффициент теплопередачи в i -й поверхности нагрева, кВт/(м²·К); F_i — площадь i -й поверхности нагрева, м²; $\Delta T_{\text{ср } i}^{\text{лог}}$ — средний логарифмический температурный напор в i -й поверхности нагрева, °С; φ — коэффициент сохранения теплоты в КУ ($\varphi = 0,994—0,996$).

Приведенное уравнение (8.6) связано с уравнением теплового баланса по газовому и пароводяному тракту, а также с уравнением теплообмена. Для каждой группы поверхностей нагрева решаются уравнения теплового баланса и теплопередачи, которые образуют систему нелинейных уравнений. Их решение осуществляется в определенной последовательности для отдельных поверхностей нагрева КУ. Одновременно проводятся гидравлический и аэродинамический расчеты элементов КУ.

II. Конструкторский расчет КУ выполняют при одновременном контроле правильности выбора параметров и количества генерируемого пара высокого и низкого давления с использованием Q , T -диаграммы теплообмена в КУ (см. рис. 8.10). В процессе расчета:

для повышения энергетических показателей ПГУ и более полной утилизации теплоты уходящих газов принимают минимальные температурные напоры на холодных концах поверхностей нагрева испарителей ВД и НД: Θ_1 и Θ_2 в пределах 8—10 °С. Это соответствует проведенным технико-экономическим расчетам и рекомендациям ведущих российских и зарубежных фирм

и институтов. Расход пара в контурах ВД и НД рассчитывают по этим задаваемым напорам;

контролируют температурный напор на горячем конце пароперегревателя ВД $\Theta_{\text{ПЕ}} \leq 20\text{--}30^\circ\text{C}$; уменьшение значения $\Theta_{\text{ПЕ}}$ увеличивает металлоемкость пароперегревателя, его стоимость, аэродинамическое сопротивление КУ. Вместе с тем уменьшение $\Theta_{\text{ПЕ}}$ позволяет повысить температуру перегретого пара. Давление пара и его температура являются «сопряженными» начальными параметрами*, и их выбор должен обеспечить допустимую влажность пара в последних ступенях паровой турбины;

проверяют температуру уходящих газов за КУ. С ее понижением улучшаются энергетические показатели ПГУ, но значительно увеличивается суммарная поверхность нагрева. Обычно добиваются того, чтобы выполнялись следующие условия: $\vartheta_{\text{ух}} \approx 80\text{--}100^\circ\text{C}$ при сжигании природного газа; $\vartheta_{\text{ух}} \approx 120\text{--}125^\circ\text{C}$ при сжигании жидкого газотурбинного топлива;

для предотвращения коррозии выходных поверхностей нагрева КУ принимают температуру конденсата на входе в котел $T_{\text{в}}^{\text{ВХ}} \geq 55\text{--}60^\circ\text{C}$, так как существует опасность кислородной коррозии ГПК при использовании недеаэрированного конденсата ПТУ.

III. Тепловой конструкторский расчет КУ рекомендуется проводить в несколько этапов (указания даются применительно к схеме, изображенной на рис. 8.8).

Этап 1. Решают уравнения теплового баланса для поверхностей нагрева ВД. При этом, учитывая типы применяемых ГТУ и соответствующие им параметры уходящих газов, в первом приближении рекомендуется принимать:

давление пара в барабане ВД $p_6^{\text{ВД}} = 6\text{--}10$ МПа;

давление воды за питательными насосами ВД $p_{\text{пн}}^{\text{ВД}} = (1,1\text{--}1,15)p_6^{\text{ВД}}$;

давление воды за экономайзером ВД $p_{\text{эк}}^{\text{ВД}} = 1,05p_6^{\text{ВД}}$;

температуру питательной воды за экономайзером ВД $T_{\text{эк}}^{\text{ВЫХ}} = T_{\text{н}}^{\text{ВД}} - (8\text{--}10)^\circ\text{C}$;

гидравлическое сопротивление пароперегревателя ВД (принимается либо рассчитывается) $\Delta p_{\text{ПЕ}}^{\text{ВДг}} = 0,2\text{--}0,3$ МПа;

давление перегретого пара ВД $p_{\text{ПЕ}}^{\text{ВД}} = p_6^{\text{ВД}} - \Delta p_{\text{ПЕ}}^{\text{ВДг}}$.

В результате решения уравнений теплового баланса перегревателя ВД, испарителя ВД и экономайзера ВД определяют параметры пара, его расход, а также температуры и энтальпии газов за отдельными поверхностями нагрева; проверяют значения недогревов Θ_1 и $\Theta_{\text{ПЕ}}$. Энтальпию газов определяют по таблицам теплофизических свойств воздуха и газов.

* «Сопряженные» начальные параметры — парные значения начальных температуры и давления, обеспечивающие одно и то же значение конечной влажности пара в турбине

Ниже приведены уравнения тепловых балансов для поверхностей нагрева ВД (см. рис. 8.8 и 8.10):

$$\text{ПЕ ВД: } G_{\text{кт}}(h_{\text{кт}} - h_1)\varphi = D_{\text{ПЕ}}^{\text{ВД}}(h_{\text{ПЕ}}^{\text{ВД}} - h'_{\text{ВД}}) = Q_{\text{ПЕ ВД}}; \quad (8.7)$$

$$\text{И ВД: } G_{\text{кт}}(h_1 - h_2)\varphi = D_{\text{ПЕ}}^{\text{ВД}}(h''_{\text{ВД}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВЫХ}}) = Q_{\text{И ВД}}; \quad (8.8)$$

$$\text{ЭК ВД: } G_{\text{кт}}(h_2 - h_3)\varphi = D_{\text{ПЕ}}^{\text{ВД}}(h_{\text{ЭК}}^{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ПН ВД}}) = Q_{\text{ЭК ВД}}. \quad (8.9)$$

Здесь и далее h_i — энтальпии газов i -й поверхностью нагрева КУ.

Расход пара, генерируемого в контуре ВД КУ, определяют из соотношения (без учета продувки из барабана ВД):

$$D_{\text{ПЕ}}^{\text{ВД}} = \frac{G_{\text{кт}}(h_{\text{кт}} - h_2)\varphi}{h_{\text{ПЕ}}^{\text{ВД}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВЫХ}}}. \quad (8.10)$$

При проведении поверочных тепловых расчетов КУ температура перегретого пара за пароперегревателем ВД будет изменяться вследствие изменения параметров выходных газов ГТУ. Если эта температура выше расчетной, то в работу включается впрыскивающий пароохладитель, работающий на деаэрированной питательной воде, или производится байпасирование части пара мимо пароперегревателя ВД. При этом объем впрыска или байпаса поддается определению.

Этап 2. Рассчитывают по аналогии с этапом 1 уравнения теплового баланса для испарителя и пароперегревателя НД. В первом приближении принимают:

давление пара в барабане НД $p_6^{\text{НД}} = 0,5 - 0,7$ МПа;

давление воды за питательными насосами НД $p_{\text{пн}}^{\text{НД}} = (1,1 - 1,15)p_6^{\text{НД}}$;

гидравлическое сопротивление пароперегревателя НД (принимается либо рассчитывается) $\Delta p_{\text{ПЕ}}^{\text{НДг}} = 0,04 - 0,05$ МПа;

давление перегретого пара НД $p_{\text{ПЕ}}^{\text{НД}} = p_6^{\text{НД}} - \Delta p_{\text{ПЕ}}^{\text{НДг}}$.

В результате решения уравнений теплового баланса пароперегревателя НД и испарителя НД определяют параметры пара и его расход для контура НД, а также температуры и энтальпии газов за поверхностями нагрева НД. Контролируют недогрев за испарителем низкого давления Θ_2 . Если не удастся решить уравнения теплового баланса с учетом вышеперечисленных требований, то возвращаются к решению уравнений тепловых балансов на этапе 1, изменяя расход пара в контуре ВД и его параметры.

Ниже приведены уравнения тепловых балансов для поверхностей нагрева НД (см. рис. 8.8 и 8.10):

$$\text{ПЕ НД: } G_{\text{кт}}(h_3 - h_4)\varphi = D_{\text{ПЕ}}^{\text{НД}}(h_{\text{ПЕ}}^{\text{НД}} - h''_{\text{НД}}) = Q_{\text{ПЕ НД}}; \quad (8.11)$$

$$\text{И НД: } G_{\text{кт}}(h_4 - h_5)\varphi = D_{\text{ПЕ}}^{\text{НД}}(h''_{\text{НД}} - h_{\text{ПН НД}}) = Q_{\text{И НД}}. \quad (8.12)$$

Этап 3. На этом этапе решают уравнения теплового и материального балансов деаэратора питательной воды и ГПК КУ. Деаэратор питается обычно

паром из коллектора НД котла, что позволяет оценить давление в деаэраторе $p_d \equiv (0,9-0,95)p_{\text{ПЕ}}^{\text{НД}}$, МПа.

При расчете деаэратора принимают температуру воды за ГПК КУ $T_{\text{ГПК}}^{\text{ВЫХ}}$, °С, чтобы обеспечить его устойчивую работу.

Уравнение теплового баланса ГПК КУ (см. рис. 8.8 и 8.10) записывают в виде

$$G_{\text{к.т}}(h_5 - h_{y\text{к}})\varphi = (D_{\text{к}} + D_{\text{рец}})(h_{\text{ГПК}}^{\text{ВЫХ}} - h_{\text{в}}^{\text{ВХ}}) = Q_{\text{ГПК}}. \quad (8.13)$$

Количество воды, направляемое на рециркуляцию $D_{\text{рец}}$ для поддержания температуры теплоносителя на входе в КУ $T_{\text{в}}^{\text{ВХ}} \approx 60$ °С, определяют из расчета смесителя воды на входе в ГПК. Расход конденсата после конденсатора паровой турбины определяют по формуле

$$D_{\text{к}} = D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}}. \quad (8.14)$$

Уравнение материального баланса деаэратора:

$$D_{\text{к}} + D_{\text{д}}^{\text{п}} = D_{\text{ПЕ}}^{\text{ВД}} + D_{\text{ПЕ}}^{\text{НД}}, \quad (8.15)$$

где $D_{\text{д}}^{\text{п}}$ — расход пара в деаэратор.

Уравнение теплового баланса деаэратора:

$$D_{\text{к}} h_{\text{ГПК}}^{\text{ВЫХ}} + D_{\text{д}}^{\text{п}} h_{\text{ПЕ}}^{\text{НД}} = (D_{\text{ПЕ}}^{\text{ВД}} + D_{\text{ПЕ}}^{\text{НД}}) h'_{\text{д}}. \quad (8.16)$$

В заключение определяют расход греющего пара в деаэратор и температуру уходящих газов КУ и строят в масштабе Q , T -диаграмму (см. рис. 8.10).

Этап 4. Данный этап конструкторского расчета КУ выполняют только после того, как сведены уравнения тепловых балансов всех поверхностей нагрева и выполнены приведенные выше рекомендации. Для каждой из поверхностей нагрева решают уравнение теплообмена

$$Q_i = k_i F_i \Delta T_{\text{ср}i}^{\text{ЛОГ}}. \quad (8.17)$$

Определяют площадь поверхностей нагрева КУ F_i из уравнения теплопередачи для этих поверхностей. Предварительно необходимо выбрать тип оребренных труб и параметры оребрения. Средний коэффициент теплопередачи рассчитывают в соответствии с рекомендациями нормативного метода теплового расчета паровых котлов. До определения коэффициента теплопередачи находят скорость рабочих тел, проходящих через поверхности нагрева КУ. Рекомендуются значения скорости в пределах $w_{\text{г}} = 10-12$ м/с, скорости пара и воды в трубах $w_{\text{п}} = 10-15$ м/с; $w_{\text{в}} = 1,2-1,8$ м/с соответственно.

Этап 5. *Определение поверхности нагрева котла-утилизатора.* Ко теплоутилизатор горизонтальной компоновки.

Для КУ горизонтальной компоновки необходимо определить габаритные размеры и конструктивную схему секций, из которых комплектуются поверхности нагрева. Схема может быть выполнена с нижним и верхним коллекторами либо только с нижним коллектором. Длина труб в секциях и их число могут меняться в зависимости от технологии производства КУ. Высота

секций, их число в одном ряду и конфигурация трубного пучка определяют сечение для прохода газов, а следовательно, и скорость газов. Число труб в одной секции принимают по условиям компоновки, ее габаритных размеров и массы.

Площадь поверхности гладкой трубы

$$F_{\text{гл тр}} = \pi d_n l_{\text{тр}}. \quad (8.18)$$

Площадь боковой поверхности ребра

$$F_{\text{реб}} = \pi/2[(d_n + 2h_{\text{реб}})^2 - d_n^2]. \quad (8.19)$$

Площадь внутренней торцевой поверхности ребра

$$F_{\text{вн реб}} = \pi d_n \delta_{\text{реб}}. \quad (8.20)$$

Площадь наружной торцевой поверхности ребра

$$F_{\text{нар реб}} = \pi (d_n + 2h_{\text{реб}}) \delta_{\text{реб}}. \quad (8.21)$$

Площадь поверхности теплообмена оребренной трубы

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{гл тр}} + (F_{\text{реб}} + F_{\text{нар реб}} - F_{\text{вн реб}}) l_{\text{тр}} / b_{\text{реб}}, \quad (8.22)$$

где d_n и $l_{\text{тр}}$ — наружный диаметр трубы и ее длина, м; $h_{\text{реб}}$ и $\delta_{\text{реб}}$ — высота и толщина ребра, м; $b_{\text{реб}}$ — расстояние между осями ребер, м; $F_{\text{ПЕ ВД}}$, $F_{\text{И ВД}}$ — площади поверхностей нагрева пароперегревателя ВД и испарителя ВД, м².

Площадь поверхности теплообмена одной секции

$$F_{\text{сек}} = F_{\text{тр}} n_{\text{тр}}, \quad (8.23)$$

где $n_{\text{тр}}$ — число труб одной секции.

Количество рядов секций в каждой из поверхностей нагрева КУ по ходу газов

$$z_{\text{ПЕ ВД}} = F_{\text{ПЕ ВД}} / (m_{\text{сек}} F_{\text{сек}}); \quad z_{\text{И ВД}} = F_{\text{И ВД}} / (m_{\text{сек}} F_{\text{сек}}) \text{ и т.д.}, \quad (8.24)$$

где $m_{\text{сек}}$ — число секций одного ряда по ходу газа ($m_{\text{сек}} = 3-6$).

Котел-утилизатор вертикальной компоновки. Площадь поверхности нагрева одного ряда труб блочного пакета (см. рис. 8.22)

$$F_{\text{ряд}} = F_{\text{тр}} n_{\text{тр}}^1, \quad (8.25)$$

где $F_{\text{тр}}$ — площадь поверхности теплообмена оребренной трубы (определяется по формуле, приведенной выше для КУ горизонтальной компоновки);

$n_{\text{тр}}^1$ — число оребренных труб одного ряда.

Количество рядов труб в одном блочном пакете КУ

$$x_{\text{бл}} = F_{\text{}} / F_{\text{ряд}}, \quad (8.26)$$

где $F_{\text{}}$ — площадь поверхности нагрева отдельных элементов тепловой схемы КУ (ПЕ ВД, И ВД и т.д.). Количество рядов труб в одном блочном пакете $x \leq 20$. Следовательно, можно определить число блоков одного типа в поверхности нагрева КУ.

Этап 6. Выполняют аэродинамический расчет КУ в соответствии с нормативным методом аэродинамического расчета котельных установок.

Утилизация части теплоты уходящих газов ГТУ в тепловых схемах ПГУ и ГТУ-ТЭЦ связана с некоторым повышением сопротивления выходного тракта и ростом давления газов за ГТ, что приводит к небольшому снижению электрической нагрузки, а соответственно и КПД, и к незначительному увеличению температуры газов за ГТУ. Это влияние можно оценить с помощью зависимостей, полученных авторами по характеристикам ряда современных ПГУ:

коэффициент уменьшения электрической мощности

$$K_N = N_3^r / N_3^{\Gamma \text{ авт}} = 1,0 - 0,55 \delta p_{\text{вых}}^{\Gamma \text{ Т}}, \quad (8.27)$$

где $N_3^{\Gamma \text{ авт}}$ — мощность ГТУ при работе в автономном режиме;

коэффициент уменьшения КПД производства электроэнергии

$$K_{\eta} = \eta_3^r / \eta_3^{\Gamma \text{ авт}} = 1,0 - 0,55 \delta p_{\text{вых}}^{\Gamma \text{ Т}}, \quad (8.28)$$

где $\eta_3^{\Gamma \text{ авт}}$ — КПД производства электроэнергии ГТУ в автономном режиме;

коэффициент увеличения температуры на выходе турбины

$$K_{\theta} = T_{\text{КТ}} / T_{\text{КТ}}^{\Gamma \text{ авт}} = 1,0 + 0,272 \delta p_{\text{вых}}^{\Gamma \text{ Т}}, \quad (8.29)$$

где $\delta p_{\text{вых}}^{\Gamma \text{ Т}} = \Delta p_{\text{вых}}^{\Gamma \text{ Т}} / p_{\text{атм}}$ — относительная потеря давления на выходе газов турбины; $\Delta p_{\text{вых}}^{\Gamma \text{ Т}}$ — дополнительное аэродинамическое сопротивление на выходе ГТУ из-за установки КУ или газоводяного теплообменника.

Учитывая, что значение $\delta p_{\text{вых}}^{\Gamma \text{ Т}}$ обычно меняется в пределах 0,01—0,03, в режиме утилизации теплоты газов можно принять мощность газовой турбины меньше на 0,5—1,5 % по сравнению с мощностью в автономном режиме, при этом происходит увеличение температуры газов на выходе газовой турбины на 0,3—1 %.

В технологической схеме КУ предусмотрена утилизация теплоты уходящих газов ГТУ. Вместе с тем из-за изменения характеристик этих газов и их влияния на параметры генерируемого пара может оказаться целесообразным применение дожигания топлива в среде уходящих газов на входе в КУ. Избыток воздуха в уходящих газах ГТУ $\alpha \geq 2,5$. Для дожигания топлива используются простейшие горелочные устройства, устанавливаемые в диффузоре перед котлом (см. рис. 8.21). Расстояние от горелок до первого пакета поверхностей нагрева (пароперегревателя) должно быть не менее 5 м для стабилизации температурных и скоростных характеристик потока газов. В этом случае отказываются от обрешетки труб пароперегревателя ВД. Часто оказывается достаточно подогреть газы перед КУ путем дожигания топлива до температуры 590 °С, чтобы обеспечить требуемые параметры генерируемого пара.

Предельная температура газов после дожигания, по данным зарубежных источников, может достигать 750 °С без охлаждения стенок газопроводов, выполняемых из жаропрочной стали с соответствующим обрешечением (ребра жесткости находятся снаружи стенок в слое наружной изоляции).

Поверочный расчет КУ. Поверочный тепловой расчет КУ так же, как и конструкторский, выполняют, решая уравнения тепловых и материальных

балансов и уравнения теплообмена между выходными газами ГТУ и пароводяным рабочим телом в котле. Одновременно делают гидравлический и аэродинамический расчеты КУ. В итоге при известных геометрических размерах поверхностей нагрева определяют количество и параметры генерируемого пара, параметры газов в КУ. В табл. 8.9 даны конструктивные параметры для теплового расчета горизонтального КУ (см. рис. 8.8, 8.10, 8.19), выполненного для температуры наружного воздуха +4 °С с использованием программных средств НИЛ «ГТУ и ПГУ ТЭС» МЭИ. В табл. 8.10 приведены результаты поверочного теплового расчета этого КУ для трех значений этой температуры.

Поверочный тепловой расчет позволяет повернуть границы изменения параметров и расхода генерируемого пара в КУ при экстремальных значениях температуры наружного воздуха, изменении вида сжигаемого топлива и нагрузки ГТУ и их влияние на паровую турбину. При анализе учитывается вид тепловой схемы ПГУ (моно или полиблочная), а также возможность работы паровой турбины установки на одном из имеющихся КУ.

Показатели тепловой экономичности КУ. Приведем тепловой баланс КУ:

$$Q_{\Gamma}^{k.t} + Q_{\text{дж}} = Q_{\text{КУ}}^0 + Q_{\text{КУ}}^{\text{ух}} + Q_{\text{КУ}}^{\text{пот}}, \quad (8.30)$$

где $Q_{\Gamma}^{k.t}$ — теплота выходных газов ГТУ; $Q_{\text{дж}}$ — теплота дожигаемого топлива; $Q_{\text{КУ}}^{\text{ух}} = \alpha_{\text{КУ}}^{\text{ух}} Q_{\Gamma}^{k.t}$ — теплота уходящих газов КУ; $Q_{\text{КУ}}^{\text{пот}} = \alpha_{\text{КУ}}^{\text{пот}} (Q_{\Gamma}^{k.t} + Q_{\text{дж}})$ — потери теплоты в окружающую среду; $Q_{\text{КУ}}^0$ — теплота, поступающая от КУ с паром на паротурбинную установку

$$\begin{aligned} Q_{\text{КУ}}^0 &= Q_{\Gamma}^{k.t} + Q_{\text{дж}} - Q_{\text{КУ}}^{\text{ух}} - Q_{\text{КУ}}^{\text{пот}} = Q_{\Gamma}^{k.t} + \beta_{\text{дж}} Q_{\Gamma}^c - \alpha_{\text{КУ}}^{\text{ух}} Q_{\Gamma}^{k.t} - \alpha_{\text{КУ}}^{\text{пот}} (Q_{\Gamma}^{k.t} + \beta_{\text{дж}} Q_{\Gamma}^c) = \\ &= Q_{\Gamma}^c [(1 - \eta_{\Gamma}^3 - \alpha_{\Gamma}^{\text{пот}}) (1 - \alpha_{\text{КУ}}^{\text{ух}} - \alpha_{\text{КУ}}^{\text{пот}}) + \beta_{\text{дж}} (1 - \alpha_{\text{КУ}}^{\text{пот}})] = Q_{\Gamma}^c \alpha_{\text{КУ}}^0, \end{aligned} \quad (8.31)$$

Таблица 8.9. Результаты конструкторского теплового расчета КУ

Параметр	Значение параметра для поверхности нагрева					
	ПЕ ВД	И ВД	ЭК ВД	ПЕ НД	И НД	ГПк
Общее число стандартных секций	12	40	20	4	36	28
Число секций по ходу газов Z	3	10	5	1	9	7
Число параллельно включенных труб	264	2640	264	264	2376	264
Площадь поверхности нагрева, м ²	7770	25 900	12 950	2590	23 310	18 130
Внутренний диаметр трубы, мм	32	32	32	32	32	32
Поперечный шаг, мм	72	72	72	72	72	72
Продольный шаг, мм	85	85	85	85	85	85
Площадь сечения для прохода газов, м ²	54,46	54,46	54,46	54,46	54,46	54,46
Площадь сечения для прохода пароводяного рабочего тела, м ²	0,119	1,194	0,119	0,119	1,075	0,119

* При компоновке поверхностей нагрева использованы параметры стандартной секции ОАО ПМЗ: шаг ребер 5 мм, высота ребра 13 мм; толщина ребра 1 мм; длина оребренной трубы в секции 11,5 м, ширина одной секции 2,34 м, высота одной секции 11,8 м, площадь поверхности нагрева секции 646,72 м²

Таблица 8.10. Результаты поверочного теплового расчета КУ

Параметр	Значение параметра для поверхности нагрева котла при $T_{\text{на}}$											
	ПЕВД			ИВД			ЭКВД			ПЕНД		
	ρ	ρ	ρ	ρ	ρ	ρ	ρ	ρ	ρ	ρ	ρ	ρ
Расход выходных газов, кг/с	388,9	362,3	319,8	388,6	362,3	319,8	388,6	362,3	319,8	388,6	362,3	319,8
Температура газов на входе, °C	512	524	549	457	464	478	305	304	303	247	244	241
Температура газов на выходе, °C	457	464	478	305	304	303	247	244	241	241,7	239	237
Средняя температура газов, °C	484	494	513	381	432	440	275	274	272	244	239	211
Избыток воздуха в газах	3,27	3,35	3,49	3,27	3,35	3,49	3,27	3,35	3,49	3,27	3,35	3,49
Расход топлива в ГТУ, кг/с	6,943	6,346	4,977	6,943	6,346	4,977	6,943	6,346	4,977	6,943	6,346	4,977
Средний логарифмический температурный напор, °C	91,8	96,2	105,6	57,3	58,1	59,7	48,0	48	46,4	36,4	34,5	32,4
Средняя скорость газов, м/с	15,6	14,7	13,3	13,5	12,6	11,2	11,3	10,5	9,2	10,7	9,9	8,7
Коэффициент теплоотдачи α_2 , Вт/(м ² ·К)	1724	1679	1611	5813	5841	5899	4579	4479	4347	481	446	399
Коэффициент теплопередачи K , Вт/(м ² ·К)	34,5	33,4	31,6	44,5	43	40,51	39,9	38,4	32	19,5	18,3	16,7
Аэродинамическое сопротивление, Па	272	240	202	762	660	551	310	265	219	58	50	41
Расход пара/воды, кг/с	43,53	42,42	40,8	43,53	42,42	40,8	43,53	42,42	40,8	12,3	11,2	9,74
Давление пара/воды на входе, МПа	7,6	7,6	7,6	7,78	7,78	7,78	8,0	8,0	8,0	0,73	0,73	0,76
Давление пара/воды на выходе, МПа	7,3	7,3	7,3	7,78	7,78	7,78	7,9	7,9	7,9	0,70	0,70	0,76
Удельный объем рабочего тела на выходе, м ³ /кг	0,044	0,045	0,046	—	—	—	—	—	—	0,323	0,323	0,322
Температура рабочего тела на входе, °C	291	291	291,5	282	280	278	159	162	164	167	167	160
Температура рабочего тела на выходе, °C	468	480	497	293	293	293	282	280	278	232	230	229
Средняя температура рабочего тела, °C	380	387	394	287	286	285	221	221	221	200	199	198
Средняя скорость рабочего тела, °C	12,9	12,75	12,6	0,85	0,82	0,79	0,40	0,40	0,40	30,1	27,4	23,8
Давление в деаэраторе, МПа	0,62	0,66	0,70	0,62	0,66	0,70	0,62	0,66	0,70	0,62	0,66	0,70

где $\alpha_{\text{КУ}}^0$ — относительный расход теплоты с паром на паротурбинную установку; $\beta_{\text{дж}}$ — доля теплоты дожигаемого в КУ топлива; $Q_{\text{г}}^{\text{с}}$ — теплота, подводимая с топливом в КС ГТУ; $\alpha_{\text{г}}^{\text{пот}} = Q_{\text{г}}^{\text{пот}} / Q_{\text{г}}^{\text{с}}$ — относительные потери теплоты в ГТУ; $\alpha_{\text{КУ}}^{\text{ух}}$, $\alpha_{\text{КУ}}^{\text{пот}}$ — соответственно доли потерь теплоты с уходящими газами КУ и в окружающую среду котла; $\eta_{\text{г}}^{\text{э}}$ — КПД производства электроэнергии ГТУ при ее работе в составе ПГУ.

Относительные потери КУ с уходящими газами можно представить следующим образом:

$$\alpha_{\text{КУ}}^{\text{ух}} = \frac{Q_{\text{КУ}}^{\text{ух}}}{Q_{\text{г}}^{\text{кт}}} = \frac{G_{\text{КУ}}^{\text{ух}} h_{\text{КУ}}^{\text{ух}}}{G_{\text{г}}^{\text{кт}} h_{\text{г}}^{\text{кт}}} = \frac{G_{\text{КУ}}^{\text{ух}}}{G_{\text{г}}^{\text{кт}}} \frac{h_{\text{КУ}}^{\text{ух}}}{h_{\text{г}}^{\text{кт}}}. \quad (8.32)$$

Отношение расходов газов может быть оценено так:

$$\frac{G_{\text{КУ}}^{\text{ух}}}{G_{\text{г}}^{\text{кт}}} = \frac{G_{\text{г}}^{\text{кт}} + B_{\text{дж}}}{G_{\text{г}}^{\text{кт}}} = 1 + \frac{B_{\text{дж}}}{G_{\text{г}}^{\text{кт}}} = 1 + \frac{B_{\text{дж}}}{G_{\text{к}} + B_{\text{ГТ}}} = 1 + \frac{\beta_{\text{дж}} B_{\text{ГТ}}}{(1 + \lambda L_0) B_{\text{ГТ}}} = 1 + \frac{\beta_{\text{дж}}}{1 + \lambda L_0}, \quad (8.33)$$

где $G_{\text{КУ}}^{\text{ух}}$, $G_{\text{г}}^{\text{кт}}$ — массовый расход газов соответственно за КУ и ГТ, кг/с; $G_{\text{к}}$ — массовый расход воздуха в компрессор ГТУ, кг/с; $B_{\text{дж}}$ — массовый расход дожигаемого в КУ топлива, кг/с; $h_{\text{КУ}}^{\text{ух}}$, $h_{\text{г}}^{\text{кт}}$ — энтальпия газов соответственно за КУ и ГТ, кДж/кг; λ — избыток воздуха в продуктах сгорания ГТУ ($\lambda = 2,5-3,5$); L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива (для природного газа $L_0 = 17-18$ кг/кг).

Тогда даже при значительной степени дожигания $\beta_{\text{дж}} = 0,5$ отношение расходов

$$G_{\text{КУ}}^{\text{ух}} / G_{\text{г}}^{\text{кт}} = 1,008 \quad 1,012, \quad (8.34)$$

т.е. расход газов за КУ при этом увеличивается на 0,8—1,2 %.

Отношение энтальпий газов за КУ и до него можно определить по формуле

$$\frac{h_{\text{КУ}}^{\text{ух}}}{h_{\text{г}}^{\text{кт}}} = \frac{c_{\text{ПКУ}}^{\text{ух}} T_{\text{КУ}}^{\text{ух}}}{c_{\text{рг}}^{\text{кт}} T_{\text{г}}^{\text{кт}}} \approx \frac{T_{\text{КУ}}^{\text{ух}}}{T_{\text{г}}^{\text{кт}}}, \quad (8.35)$$

где $c_{\text{ПКУ}}^{\text{ух}}$, $c_{\text{рг}}^{\text{кт}}$ — теплоемкость газов при постоянном давлении соответственно за КУ и за ГТ, кДж/(кг · К).

У современных ГТУ температура уходящих газов составляет примерно 450—550 °С, а у высокотемпературных ГТУ температура газов за турбиной 630—640 °С (например, у ГТУ типа GT26 фирмы АВВ). Температура газов за КУ зависит прежде всего от технологической схемы, но в любом случае главное — это максимальная утилизация теплоты газов ГТУ. Газы на выходе

из КУ имеют температуру в диапазоне 80—120 °С. Таким образом, отношение энтальпий

$$h_{\text{КУ}}^{\text{УХ}}/h_{\text{Г}}^{\text{КТ}} = 0,12—0,28. \quad (8.36)$$

В результате относительные потери теплоты с уходящими газами можно оценить так:

$$\alpha_{\text{КУ}}^{\text{УХ}} = 0,12—0,29, \quad (8.37)$$

при этом меньшие значения соответствуют меньшей температуре газов за КУ.

Относительные потери КУ в окружающую среду, по российским и зарубежным данным, следующие:

$$\alpha_{\text{КУ}}^{\text{ПОТ}} = \frac{Q_{\text{КУ}}^{\text{ПОТ}}}{Q_{\text{Г}}^{\text{КТ}} + Q_{\text{ДЖ}}} = 0,005—0,01. \quad (8.38)$$

Коэффициент полезного действия КУ определяется по балансу тепловых потоков из выражения

$$\eta_{\text{КУ}} = \frac{Q_{\text{КУ}}^0}{Q_{\text{Г}}^{\text{КТ}} + Q_{\text{ДЖ}}} = 1 - \frac{Q_{\text{КУ}}^{\text{УХ}} + Q_{\text{КУ}}^{\text{ПОТ}}}{Q_{\text{Г}}^{\text{КТ}} + Q_{\text{ДЖ}}}. \quad (8.39)$$

С увеличением степени дожига КПД КУ будет повышаться при условии, что температура уходящих газов КУ останется неизменной. На рис. 8.26 по литературным данным построены графические зависимости КПД КУ от температуры газов на входе и выходе.

Особенности эксплуатации котлов-утилизаторов. Режимы эксплуатации КУ характеризуются остановками в ночное время и цикличностью работы. Некоторые из КУ останавливают и пускают всего несколько раз в году,

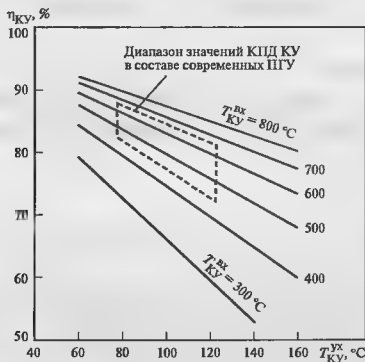


Рис 8.26. Зависимость КПД КУ от температуры газов на входе в котел и выходе из него

а другие — до 200 раз. При ночном останове отключение КУ осуществляется закрытием шиберов на выходе газов. При неплотном закрытом шибере и проскоке газов секция ВД котла поглощает их теплоту. При этом часть воды испаряется, давление рабочего тела возрастает, а уровень воды в барабане ВД снижается. Перед последующим пуском ПГУ уровень воды в барабане увеличивают до обычного пускового значения. Подпиточная вода при отсутствии пара для ее деаэрации в деаэраторе оказывается обогащенной кислородом. И хотя в последующем кислород удаляют из контура, все-таки происходит ускоренная коррозия котельных труб. Эту проблему можно решить, организовав деаэрацию воды и в режимах останова, а также повышая плотность закрытия шиберов КУ.

Пароперегреватель ВД — первая поверхность нагрева по ходу газов, работающая при наибольшей температуре этих газов — самый уязвимый элемент КУ. Быстрое изменение температуры приводит к накоплению термической усталости. Для улучшения условий эксплуатации применяются коллекторы пароперегревателя из легированной стали, это позволяет снизить толщину их стенок. Другой способ — увеличение числа ниток паропроводов и снижение толщины коллекторов. Используют систему дренажей достаточного диаметра для быстрого удаления конденсата, образующегося после кратковременных остановов ГТУ, а также плотную заслонку газов на выходе котла, чтобы не допустить его «холодный» пуск. Этот образующийся конденсат пара имеет пониженную температуру насыщения вследствие снижения температуры газов. Чтобы избежать последующего теплового перепада и возникновения термических напряжений, рекомендуется повышать время пуска, снижая температуру пара. Независимо от этого следует организовывать интенсивный дренаж конденсата из труб и коллекторов пароперегревателя.

Другим опасным режимом для пароперегревателя КУ является снижение начального давления пара перед паровой турбиной во время пуска и сокращение продолжительности пуска. При этом снижается температура насыщения среды. После выхода ГТУ на номинальную нагрузку и повышения температуры выходных газов возникает повышенная разница $\Delta T = T_{\text{КТ}} - T_{\text{нас}}$, т.е. возможны повышенные температурные напряжения.

Во время ночных остановов КУ температура рабочего тела из-за некоторого присоса газов через котел повышается на 70—90 °С по сравнению с нормальными рабочими значениями. Подача воды из деаэратора в водяной экономайзер после пуска происходит при заметном понижении ее температуры. Поступление холодной питательной воды в горячие трубы экономайзера приводит к неравномерному изменению их диаметра и малоцикловому усталостному трещинообразованию. Проблему можно решить путем изменения режима эксплуатации — организацией продувки холодной питательной воды между деаэратором и экономайзером перед каждым пуском.

При любом пуске КУ наблюдается «вспучивание» объема воды в барабанах, сопровождаемое полным заполнением водомерного стекла. В отличие от энергетических паровых котлов, автоматически отключаемых при достижении высокого уровня воды в барабане, КУ, как правило, не отключаются, поэтому их барабаны должны иметь больший объем. Вместе с тем высокий



Рис. 8.27. Установка водяного штуцера в опускном трубопроводе

H_1 — диапазон определения уровня; $H_1^{\text{пуск}}$, $H_1^{\text{эксп}}$ — диапазон определения уровня перед пуском и во время эксплуатации

уровень воды в барабанах в связи с уносом влажного пара способствует образованию значительного количества отложений в трубопроводах и других элементах схемы. Решением проблемы может быть организация усиленной продувки, что способствует лучшему управлению уровнем воды в барабанах. Наиболее оптимальна установка водяного штуцера в опускном трубопроводе ниже барабана для измерения уровня воды при пуске. Такое устройство позволяет операторам заполнять барабан до уровня, обеспечивающего его регулирование при «вспучивании» и в то же время достаточного для надежной защиты обогреваемых труб от перегрева (рис. 8.27).

Конструкцию КУ рассчитывают для климатических районов с температурой воздуха не ниже -60°C и сейсмичностью до 8 баллов по шкале Рихтера. Основным и резервным топливом преимущественно служит природный газ, а аварийным — дизельное топливо. Работа на нем разрешается обычно не более 10 сут в году, а непрерывной эксплуатации — не более 2 сут.

Перед пуском ГТУ осуществляют вентиляцию газового тракта КУ в течение не менее 10 мин с расходом воздуха $0,25G_{\text{Г}}^{\text{ном}}$.

Работа ГТУ через отключенный КУ не допускается. Необходимо предусматривать байпасный газовод.

8.2.3. Характеристики КУ и особенности их работы в схеме ПГУ

При сравнении работы энергетических паровых котлов тепловых электростанций и КУ в ПГУ можно выявить ряд различий, оказывающих существенное влияние на их работу. Q , T -диаграммы теплообмена двух сравниваемых барабанных котлов с естественной циркуляцией на докритические параметры пара приведены на рис. 8.3 и 8.28. Начальная температура газов в энергетических паровых котлах значительно выше и достигает в зависимости от сжигаемого топлива $1700\text{—}2100^\circ\text{C}$. В КУ входная температура газов значительно ниже и обычно не превышает 600°C , что заставляет компоновать его поверхности по-другому, устанавливая на входе газов пароперегреватель. Отношение водяных эквивалентов пара/воды и выходных газов становится меньше единицы, тогда как в энергетических паровых котлах оно значительно больше единицы. В итоге минимальный температурный напор перемещается с холодного конца экономайзера в энергетическом паровом котле на холодный конец испарителей КУ. Для энергетического парового котла отношение $D_{\text{п}}/G_{\text{Г}} \approx 1,0\text{—}1,1$, а для КУ оно значительно ниже и не превышает 0,25. Значительно большее количество газа на единицу массы генерируемого пара заставляет конструкторов стремиться к максимально глубокому

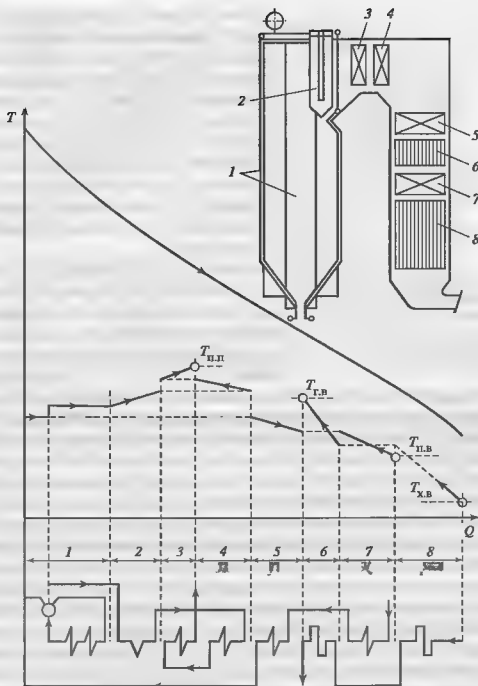


Рис. 8.28. Тепловая схема и Q, T -диаграмма барабанного пылеугольного котла

1 — парообразующие поверхности, 2 — ширмовый пароперегреватель, 3, 4 — горячая и холодная секции конвективного пароперегревателя, 5, 7 — вторая и первая ступени водяного экономайзера, 6, 8 — вторая и первая ступени трубчатого воздухоподогревателя

охлаждению дымовых газов. С учетом параметров газов поверхности нагрева КУ выполняют конвективными. Изготовление их из гладких труб привело бы к очень большим размерам поверхности, значительной массе котла, работающего под давлением, снижению надежности из-за большой длины труб и соответствующему числу сварных стыков. Во избежание этого применяют, как уже было отмечено, оребрение поверхностей нагрева. Более полной утилизацией теплоты выходных газов ГТУ способствуют минимальные температурные напоры на холодных концах испарителей $\Theta_1 = 6\text{—}10^\circ\text{C}$.

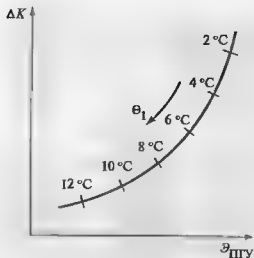


Рис. 8.29. Взаимосвязь минимального температурного напора θ_1 в КУ, удельных капитальных вложений в котел ΔK и выработки электроэнергии ПГУ $\mathcal{E}_{\text{ПГУ}}$

Таким образом, площадь поверхности нагрева КУ, значения температурных напоров и температура уходящих газов котла взаимосвязаны и подлежат технико-экономической оптимизации. На рис. 8.29 показана взаимная связь отпускаемой электроэнергии в тепловой ПГУ с КУ, удельных капитальных затрат на котел и минимального температурного напора. Капитальные затраты возрастают вместе с увеличением выработанной электроэнергии при снижении температурного напора.

В целях интенсификации теплопередачи в КУ применяют оребрение, турбулизирующие и закручивающие поток вставки, искусственную шероховатость поверхности. Интенсификация теплообмена простым увеличением скорости потока энергетически не-

эффективна, поскольку гидравлические потери возрастают быстрее, чем увеличивается теплоотдача. Необходимы оптимизация этих характеристик, правильный выбор метода интенсификации и геометрических параметров интенсифицирующих элементов. Методы интенсификации сопоставляются по технологичности и стоимости. Кроме этого, выбор оптимального метода интенсификации теплообмена осуществляется с учетом длительности эксплуатации, способов и возможности очистки и др., т.е. с позиций надежности теплообменных поверхностей. Удобно и наглядно сравнение различных методов интенсификации путем сопоставления удельного теплосъема при равных удельных мощностях на транспортировку рабочего тела. Точное сопоставление проводится при различных значениях чисел Рейнольдса и Прандтля.

Необходимо иметь в виду, что температурный напор между газами и рабочим телом КУ в зоне парообразования и пароперегревателе на порядок ниже, чем в энергетическом паровом котле (см. рис. 8.3 и 8.28). Повышение давления рабочего тела в КУ на 5 % вызывает соответствующее повышение температуры насыщения. Это уменьшает генерацию пара в части ВД примерно на 2 % и в части НД более чем на 3 %. Для энергетического парового котла это значение находится в пределах точности расчета. В КУ нельзя произвольно изменять подвод теплоты с выходными газами ГТУ, и поэтому температурный напор и температура рабочего тела должны быть рассчитаны по возможности точно.

Применение для поверхностей нагрева КУ труб с наружным оребрением позволяет получить отношение площади наружной поверхности трубы к площади ее внутренней поверхности на порядок больше, чем это отношение для гладкой трубы (рис. 8.30). Влияние внутренней теплоотдачи на коэффициент теплопередачи k оребренной поверхности КУ значительно больше, чем в паровых котлах с гладкими трубами. Следовательно, необходимо точнее определять коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу α_2 не только для данной поверхности нагрева в целом, но и для отдельных ее частей.

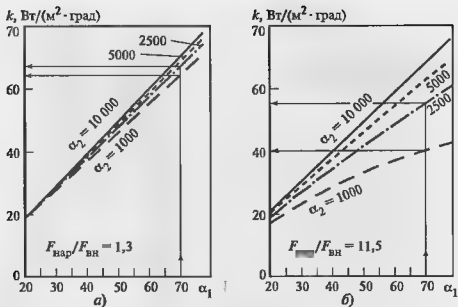


Рис. 8.30. Характеристики теплообмена поверхностей нагрева из гладких (а) и оребренных (б) труб

α_1 , α_2 — коэффициенты теплоотдачи соответственно от газов к стенке и от стенки к рабочему телу, Вт/(м² · град); k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · град), $F_{нар}$, $F_{вн}$ — площади наружной и внутренней поверхностей нагрева; трубы диаметром 38 мм, толщиной 3,2 мм, размеры ребра 15×1,25 мм (200 ребер на 1 м)

Расчет теплового потока при теплообмене обычно осуществляется с использованием коэффициента теплопередачи и среднелогарифмической разности температур. Для более точного определения теплового потока в КУ необходимо дополнительно учитывать локальную разность температур в конкретной поверхности нагрева. Для этого каждую из поверхностей делят на многочисленные участки как с газовой, так и с пароводяной стороны. На рис. 8.31, а показаны участки охлаждения дымовых газов в пароперегревателе КУ (I—IV) и паровые участки (I—16), а на рис. 8.31, б — изменение температурного напора. Тепловой поток рассчитан для всех локальных участков. Площадь поверхности нагрева, определенная после суммирования данных, на 10 % меньше, чем площадь поверхности, рассчитанная обычным способом. Представляет интерес двукратное повышение точности расчета при каждом дополнительном шаге, если отдельные секции по газовой стороне разделить еще и параллельно направлению потока газов (рис. 8.32). Как видно из рисунка, дополнительное разделение потока по вертикали (A, B, C, D) приводит к определенному уточнению расчетных данных и возможности более полно учесть значение температуры газов.

Потери давления с пароводяной стороны поверхности нагрева КУ из-за гидравлического сопротивления следует рассчитывать моделированием теплового потока на отдельных участках этой поверхности. Это позволяет, например, в зоне парообразования получить точную температуру насыщения для определения температурного напора на каждом локальном участке.

Детальный расчет потери давления с пароводяной стороны и коэффициента теплоотдачи от стенки к рабочему телу α_2 особенно важен при определении

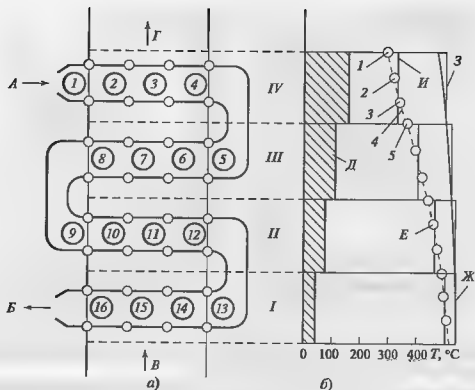


Рис. 8.31. Изменение параметров рабочего тела в пароперегревателе КУ (а), разделенного в процессе расчета теплового потока на отдельные участки (б) по газу (I—IV) и по пару (1—16)

A — вход пара; B — выход пара; G — выход газов; D — среднелогарифмический температурный напор участков I—IV пароперегревателя; E — температура пара на участках 1—16 пароперегревателя; $Ж$ — изменение температуры газов при их прохождении в пароперегревателе; $З$ — средние значения температуры газов ($Ж$) на участках I—IV пароперегревателя; $И$ — среднее значение температуры пара (E) на участках I—IV пароперегревателя

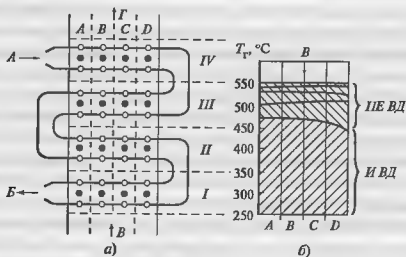


Рис. 8.32. Изменение температуры газов по отдельным частям поверхностей нагрева пароперегревателя и испарителя высокого давления (обозначения на рис. 8.31)

частичных нагрузок КУ, когда необходимо найти реальную паровую нагрузку и температуру пара. На рис. 8.33 показана взаимосвязь потери давления среды (пара) в контуре НД КУ площадью поверхности нагрева и количества генерируемого пара. Если при определенной площади поверхности нагрева (расчетный режим) давление отличается от расчетного, то изменяются площадь

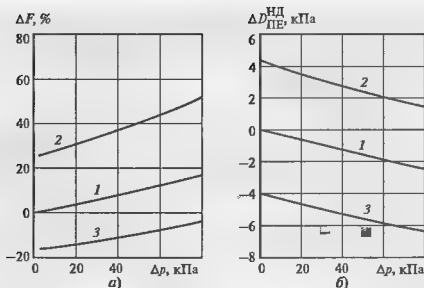


Рис. 8.33. Влияние потери давления рабочего тела Δp на изменение площади поверхности нагрева $\Delta F, \%$ (а), и расхода пара $\Delta D_{\text{НД}}, \%$ (б), в пароперегревателе низкого давления КУ
1 — расчетный режим; 2 — давление в барабане НД выше на 50 кПа; 3 — давление в барабане ниже на 50 кПа

поверхности (рис. 8.33, а) и расход генерируемого пара НД (рис. 8.33, б). Неточный расчет потери давления с пароводяной стороны котла или со стороны паровой турбины и соответствующих трубопроводов может привести к значительным отклонениям площади поверхности нагрева от ее истинного значения. Если при определенной площади поверхности нагрева фактическое соотношение давлений рабочего тела отличается от расчетного, то и массовый расход будет иным (рис. 8.33, б).

Прямоточные КУ имеют простую конструкцию, сформированную в виде пакета труб, в один конец которого поступает вода, а из другого выходит перегретый пар. Кратность циркуляции рабочего тела равна единице, фазовый переход осуществляется в теплообменнике, и необходимость в барабане отпадает. Регулирование уровня воды в барабане, его продувка, большое число задвижек и других элементов в прямоточном КУ не нужны. Прямоточные КУ необходимы при сверхкритическом давлении пара, но их можно применять и при докритическом давлении. На рис. 8.34 для сравнения приведены тепловые схемы и Q, T -диаграммы теплообмена барабанного и прямоточного КУ. Очевидно, что прямоточная схема КУ обеспечивает большую полноту утилизации теплоты выходных газов.

Прямоточный КУ может работать при более быстрых изменениях нагрузки, чем КУ барабанного типа с естественной или принудительной циркуляцией. В последних лимитирующей характеристикой является максимальный температурный градиент, вызываемый температурными напряжениями в барабане ВД. Если сепаратор прямоточного КУ можно выполнить диаметром 800—1000 мм, то обычный барабан ВД КУ составляет 2600 мм. Соответственно изменяются толщина стен и допустимые разности температур.

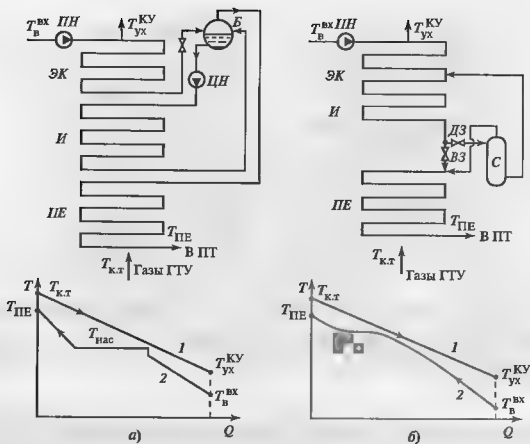


Рис. 8.34. Тепловые схемы и Q, T -диаграммы теплообмена барабанного КУ докритического давления пара (а) и проточного КУ сверхкритического давления пара (б)

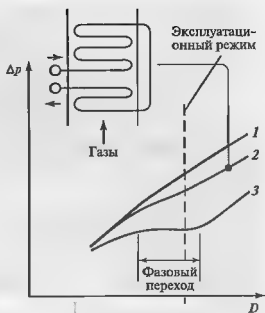
ПН — питательный насос; ЦН — циркуляционный насос; ЭК — экономайзер, И — испаритель, ПЕ — пароперегреватель; Б — барабан; С — сепаратор; ПТ — паровая турбина; 1 — температура газов, 2 — температура пароводяного рабочего тела, ВЗ, ДЗ — соответственно встроенная и дроссельная задвижки (клапаны)

Очень важно качество воды в проточном КУ. В барабанных КУ отделение воды от пара происходит в барабане при соответствующей продувке котловой воды. В проточном КУ такой продувки нет (кроме пусковых режимов), наличие солей (если их не удалять из питательной воды) приводит к образованию налета на поверхности нагрева.

Вместе с тем изменение характеристик газов и переход к частичной нагрузке установки приводят к тому, что теплота, вносная с газами ГТУ в КУ, больше, чем требуется. Следовательно, приходится принимать специальные меры для фиксации конца испарительной зоны. В противном случае происходит увеличение размеров испарительной и перегревательной зон, повышается температура рабочего тела.

Понижение нагрузки ГТУ и теплового потенциала ее выходных газов приводит к значительному повышению температуры уходящих газов проточного КУ. Доля пароперегревателя в общей площади поверхности нагрева увеличивается многократно. Чтобы сохранить положение конца испарительной зоны при снижении нагрузки котла, переходят к сепараторному режиму работы и прокачивают через экономайзерно-испарительную часть до встроенного сепаратора воду в количестве, превышающем ее расход в проточном

Рис. 8.35. Стабильность потока конвективно обогреваемой зоны парообразования проточного КУ
1—3 — соответственно проточное, комбинированное, противоточное движение рабочего тела



режиме. Избыточный расход рабочего тела из сепаратора сбрасывается в растопочную линию и далее в конденсатор паровой турбины. Таким образом удастся избежать недопустимого повышения температуры уходящих газов. Встроенную задвижку и сепаратор целесообразно разместить в конце испарительной зоны, соответствующей номинальной нагрузке.

Возникает проблема стабилизировать поток рабочего тела в конвективно обогреваемой парообразующей поверхности нагрева (рис. 8.35), особенно в схеме включения по противотoku, обеспечивающей наименьшие площади поверхности нагрева и самые низкие потери давления. При сниженном расходе рабочего тела в отдельных параллельных трубах парообразование наступает раньше, чем в других, и начинается перегрев. Вследствие этого уменьшаются температурный напор и значение теплового потока на участке зоны перегрева.

Прямоточное движение рабочего тела, напротив, хотя и дает в итоге наибольшие площади поверхности нагрева, но все же более стабильно. Его основной недостаток заключается в эксплуатационных особенностях схемы: из-за значительного температурного напора на выходе конечная точка парообразования при частичных нагрузках практически не попадает в области парообразования. Применение в испарительной системе проточного КУ комбинированного движения рабочего тела дает в итоге при средних значениях суммарной площади поверхности теплообмена и потерь давления желаемую стабильность потока.

Использование проточного КУ с несколькими давлениями генерируемого пара позволяет снизить температуру уходящих газов ГТУ, т.е. прямо-точный принцип работы КУ можно реализовать и при докритических параметрах пара. С использованием энергетической ГТУ типа GT 24 (ABB) было проведено расчетное исследование нескольких тепловых схем ПГУ с КУ, в которых было использовано различное число контуров генерации пара (до- и сверхкритических параметров) и его промежуточный перегрев (табл. 8.11). Результаты исследования подтвердили преимущества использования прямо-точных котлов-утилизаторов СКД пара.

Температура пара на выходе из проточного КУ может быть обеспечена двумя способами: воздействием на количество подводимой теплоты с выходными газами ГТУ и изменением расхода питательной воды.

Изменение температуры пара по первому способу будет быстрым и адекватным, но количество и параметры газов ГТУ обычно изменяются при изменении параметров наружного воздуха или вида сжигаемого топлива в режиме

Таблица 8.11 Параметры КУ ПГУ с ГТУ типа GT 26 (ABB) и различной конфигурацией их тепловой схемы

Параметр	Тепловая схема КУ						
	двух давлений	трех давлений	двух давлений + промежуточный перегрев (ПП)	трех давлений с ПП среднего давления	трех давлений + ПП	двух давлений на СКД* + ПП	трех давлений на СКД + ПП
Давление пара ВД, МПа	11,28	9,55	16	12,31	16	26	28
Давление пара среднего давления, МПа	—	2,5	—	2,38	3,4	—	3
Давление пара НД, МПа	0,63	0,595	2,1	0,58	0,58	1,6	0,59
Давление промежуточного перегрева, МПа	—	—	2,1	—	3,4	1,6	3
Температура свежего пара, °С	570	570	570	570	570	570	570
Температура пара среднего давления, °С	—	238	—	570	271	—	285
Температура пара НД, °С	198	168	262	168	178	248	174
Температура промежуточного перегрева, °С	—	—	570	—	570	570	570
Температура уходящих газов, °С	78,3	78,1	120,4	78,9	88,3	111,5	86,2
Степень сухости пара	0,88	0,88	0,977	0,88	0,931	0,933	0,938
Мощность паровой турбины, МВт	116,7	117,4	117,9	119,4	124,7	126,3	132,4
Общая мощность установки, МВт	351,7	352,6	352,9	354,3	359,6	360,3	366,2
КПД установки (нетто), %	56,05	56,19	56,24	56,46	57,28	57,40	58,33

* СКД — сверхкритические параметры пара.

номинальной нагрузки. Расход питательной воды можно изменять с помощью регулирующего клапана на входе в экономайзер. Можно также использовать впрыск воды на входе в последнюю ступень пароперегревателя.

8.3. ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ В ТЕПЛОВОЙ СХЕМЕ ПГУ

В паротурбинной установке используется пар нескольких давлений, генерируемый в КУ ПГУ, мощность подключенного к паровой турбине электрогенератора составляет до 50 % мощности ГТУ. Для паровых турбин ПГУ по сравнению с обычными паросиловыми установками характерны уменьшение теплопадения в проточной части в силу более низких параметров пара и увеличение расхода пара по ходу его движения в турбине. Работа таких паровых турбин зависит от изменения режима.

На АО ЛМЗ разработана и производится серия паровых турбин для ПГУ мощностью от 100 до 180 МВт (табл. 8.12).

Указанные в табл. 8.12 паровые турбины предназначены для ПГУ с КУ, например:

ПГУ-435 с использованием двух ГТУ типа GT13E (ABB—Alstom);

Таблица 8.12. Технические данные паровых турбин АО ЛМЗ для работы в составе ПГУ ($T_{н.в} = 15^\circ\text{C}$, 100 %-ная нагрузка)

Параметр	ПГУ-435		ПГУ-450		ПГУ-235	
	Тип паровой турбины					
	К-150-6,0	Т-150-6,0	К-150-7,7	Т-150-7,7	К-150-6,5	Т-150-6,5
Номинальная мощность турбины, МВт	151,5	143,5	170,9	156 0	113,3	101,5
Параметры свежего пара ВД перед турбиной.						
давление, МПа	6	6	7,5	7,5	6,6	0,6
температура, °С	495	485	517	517	485	485
расход пара, т/ч	420	430	462	462	305	305
Параметры вторичного пара (НД).						
давление, МПа	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
температура, °С	270	270	193	193	220	220
расход пара, т/ч	110	110	102	102	80	80
Температура охлаждающей воды, °С	20	20	27	27	15	20
Максимальные отборы пара на теплофикацию, Гкал/ч	—	273	—	355	—	190
Количество ступеней:						
ЦВД	20		20		19	
ЦНД	2 × 4		2 × 4		2 × 4	
Всего ступеней в турбине	28		28		27	

Примечание Приняты конструктивная схема турбины ЦВД + ЦНД и дроссельное парораспределение.

ПГУ-450 с использованием двух ГТУ типа V94.2 (Siemens);

ПГУ-325 с использованием двух ГТУ типа ГТЭ-110 («Рыбинские Моторы» — «Машпроект»).

Паровые турбины разных типов различаются конструкцией цилиндра НД, а в ЦВД принята петлевая схема течения пара. Регулирование мощности турбины осуществляется способом скользящего давления в переменных режимах. Парогазовые установки с КУ работают при полностью открытых регулирующих клапанах паровой турбины без дополнительных потерь на дросселирование. В двухконтурном КУ, например, пар НД подается в камеру смешения между ступенями с параметрами, близкими к локальным параметрам пара (рис. 8.36).

Паровые турбины ПГУ с КУ имеют повышенный объемный расход пара через последнюю ступень $D_z v_z$. При выборе размеров этой ступени используют опытные данные заводов-изготовителей (рис. 8.37), что позволяет выбрать оптимальное значение объемного расхода и выходов

$$i = D_z v_z / (D_z v_z)_{\text{опт}} \quad (8.40)$$

округляемое до целого числа.

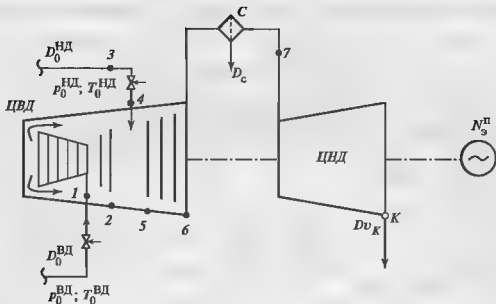


Рис. 8.36. Вариант тепловой схемы ПТУ в схеме ПГУ с КУ

С — сепаратор влаги; ЦВД, ЦНД — соответственно цилиндр высокого и низкого давления, 1—7 — точки расчета параметров пара в проточной части паровой турбины (см. также рис. 8.38)

Объемный расход пара перед частью НД одноцилиндровой паровой турбины $(Dv_0)_{\text{ЧНД}}$ сравнивается с данными заводских расчетов НД. Обычно расход $(Dv_0)_{\text{ЧНД}}$ меньше, и камеру смешения располагают за несколько ступеней до ЧНД (см. рис. 8.36).

Теплопадение и экономичность промежуточных ступеней паровой турбины с изменением нагрузки не остаются постоянными вследствие изменения начальных параметров рабочего тела и, прежде всего, его температуры. В лучших условиях находятся те паровые турбины, которые работают в тепловых схемах ПГУ с современными ГТУ, снабженными входными направляющими аппаратами первых ступеней компрессора. Параметры выходных газов таких ГТУ в широком диапазоне изменения нагрузки и при изменении температуры наружного воздуха меняются незначительно, что способствует сохранению начальной температуры пара перед паровой турбиной и экономичности промежуточных ступеней.

Пример описания процесса расширения пара в паровой турбине ПГУ с двухконтурным КУ приведен на рис. 8.38. Построение процесса можно осуществить с использованием следующих рекомендаций*.

1. Внутренний относительный КПД проточной части ЦВД до смешения пара определяют по приближенной эмпирической формуле

$$\eta_{0i}^{\text{ВД}} = \left(0,92 - \frac{0,2}{D_0^{\text{ВД}} v_{\text{ср}}} \right) \left(1 + \frac{H_0^{\text{ВД}} - 7 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^4} \right), \quad (8.41)$$

где $v_{\text{ср}} = 0,5(v_0 + v_z)$ — средний удельный объем пара, $\text{м}^3/\text{кг}$, группы ступеней Z в ЦВД до смешения, определяемый с использованием h, s -диа-

* Использованы методические разработки кафедры паровых и газовых турбин МЭИ.

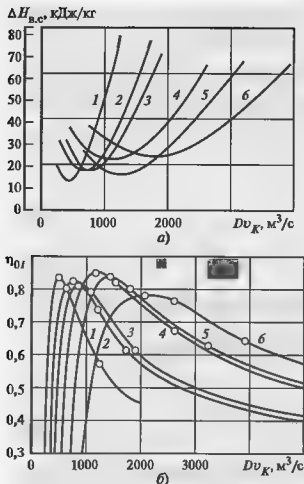


Рис. 8.37. Выходные характеристики ЦНД со стандартными лопатками ОАО ЛМЗ

a — потери с выходной скоростью пара $\Delta H_{в.с.}$ в зависимости от объемного расхода Dv_K ; *б* — КПД последней ступени; 1 — $l_z = 550$ мм, $d_K = 1350$ мм; 2 — $l_z = 755$ мм, $d_K = 1350$ мм; 3 — $l_z = 755$ мм, $d_K = 1520$ мм; 4 — $l_z = 960$ мм, $d_K = 1520$ мм; 5 — $l_z = 1000$ мм, $d_K = 1800$ мм; 6 — $l_z = 1200$ мм, $d_K = 1800$ мм; во всех случаях частота вращения 50 с^{-1} ; d_K — корневой диаметр ступени; Dv_K — объемный расход

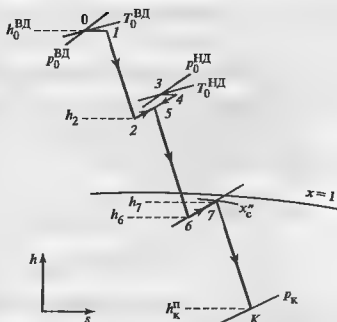


Рис. 8.38. Представление процесса расширения пара в проточной части паровой турбины, входящей и состав ПГУ с КУ (см. рис. 8.36)

граммы; $H_0^{ВД}$ — располагаемое (изоэнтальпное) теплопадение группы, кДж/кг, ступеней Z ЦВД до смешения.

2. Теплопадение пара, кДж/кг, в ЦВД до смешения

$$H_i^{ВД} = H_0^{ВД} \eta_{0i}^{ВД}. \quad (8.42)$$

3. Энтальпию пара в ЦВД после смешения (см. также рис. 8.8) определяют, используя уравнения смешения

$$h_{см} = \frac{D_0^{ВД} h_0^{ВД} + (D_0^{НД} - D_{п.п.в}) h_0^{НД}}{D_0^{ВД} + D_0^{НД} - D_{п.п.в}}. \quad (8.43)$$

4. Поправочный коэффициент влажности пара

$$K_{вл} = 1 - 0,4(1 - \beta_{вл})(y_0 + y_z) \frac{H_0^{ВД}}{H_{гр.ст}^{ВД}}, \quad (8.44)$$

где $\beta_{вл}$ — коэффициент учета влияния средней влажности на внутренний КПД η_{0i} в зависимости от конструкции проточной части ($\beta_{вл} = 0,1—0,2$);

y_0, y_z — влажность пара в начале и в конце группы ступеней z ; $H_0^{вл}, H_0^{гр.ст}$ — располагаемое (изоэнтальпное) теплопадение, кДж/кг, соответственно в области влажного пара и всей группы ступеней z .

5. Внутренний относительный КПД проточной части НД определяют по эмпирической зависимости

$$\eta_{0i}^{НД} = 0,87 \left(1 + \frac{H_0^{гр.ст} - 400}{10^4} \right) K_{вл} - \frac{\Delta H_{в.с}}{H_0^{гр.ст}}, \quad (8.45)$$

где $\Delta H_{в.с}$ — потеря энергии с выходной скоростью пара (см. рис. 8.37), кДж/кг; $H_0^{гр.ст}$ — располагаемое (изоэнтальпное) теплопадение группы ступеней части НД, кДж/кг.

6. Действительное теплопадение пара в части НД, кДж/кг:

$$H_i^{НД} = H_0^{гр.ст} \eta_{0i}^{НД}.$$

7. Энтальпия пара в конце процесса определяется по $H_i^{НД}$ и давлению в конденсаторе p_k с помощью h, s -диаграммы.

Расчеты по пп. 4—7 выполняют методом последовательного приближения, задавая значение y_z и уточняя его.

В дальнейшем определяют объемный расход одного потока пара в части НД и по графикам рис. 8.37 выбирают стандартную лопатку последней ступени паровой турбины, которая соответствует принятому значению потери с выходной скоростью пара $\Delta H_{в.с}$.

При наличии сепаратора влаги необходимо учитывать изменения в процессе расширения пара (рис. 8.38). Обычно принимают степень сухости пара за сепаратором $x_c'' \approx 0,99$, а потерю давления в нем $\Delta p \approx 1—2\%$. Количество влаги, удаляемое из сепаратора, определяют из выражения (рис. 8.38):

$$D_c = \frac{h_7 - h_6}{h_6 - h_6'} D_{чнд}, \quad (8.46)$$

где $D_{чнд}$ — массовый расход пара в части НД.

С понижением температуры наружного воздуха и при изменении характеристик выходных газов ГТУ конечная влажность пара возрастает и может оказаться выше допустимых значений для длинных лопаток конденсационных паровых турбин ПГУ ($y_k^{max} \leq 7—8\%$).

Эрозия лопаточного аппарата последней, наиболее нагруженной ступени паровых турбин в тепловой схеме ПГУ приводит к снижению ее КПД и вызывает поверхностное разрушение лопаток. При проектировании этих турбин возникновения эрозии избегают по мере возможности, используя различные технические решения. Например, применяют высококачественные стали, накладки на лопатки из стали высокой твердости, организуют каналы

дренажа влаги в конденсатор, используют полые лопатки со щелями в последнем венце сопел, где водная пленка с их поверхности удаляется через щели, по возможности обеспечивают процесс расширения пара с конечной влажностью не более 6—8 %. В области влажного пара КПД ступени обычно снижается пропорционально сухости пара.

На рис. 8.39 приведена схема подогрева соплового аппарата последней ступени ЦНД паровой турбины — наиболее эффективного метода борьбы с эрозией. В результате нагрева изнутри лопаток последнего соплового аппарата происходит испарение водяной пленки с их поверхности, становится невозможным образование капель воды, которые не уносятся с потоком пара и не повреждают входные кромки рабочих лопаток последней ступени.

На рис. 8.40 и в табл. 8.13 в качестве иллюстрации приведен пример принципиальной тепловой схемы ПТУ и ее энергетические параметры для ПГУ с КУ Сургутской ГРЭС.

В паровых турбинах ПГУ с КУ отсутствуют нерегулируемые регенеративные отборы пара. В некоторых случаях устанавливают один подогреватель НД для подогрева конденсата перед котлом при переходе на резервное

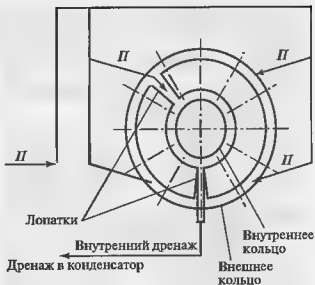


Рис. 8.39. Схема подогрева соплового аппарата последней ступени ЦНД паровой турбины (Siemens) (П — пар из отбора ЦНД)

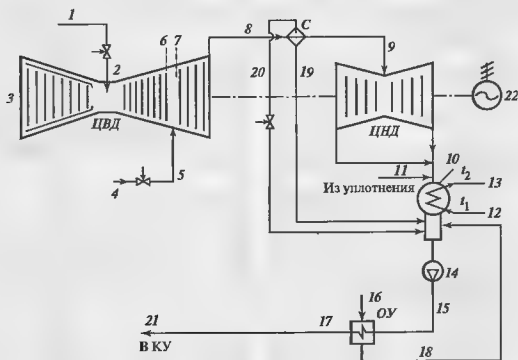


Рис. 8.40. Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки
С — сепаратор влаги; ОУ — охладитель пара уплотнений (см. табл. 8.13)

Таблица 8.13. Параметры рабочего тела в тепловой схеме ПТУ ПГУ

Номер позиции на рис. 8.40	Параметры	Температура наружного воздуха, °C				
		40	-27	-3	+15	+45
1	Начальные свежего пара ВД:					
	p , МПа	5,909	6,181	6,468	6,362	6,206
	D , кг/с	79,58	82,42	84,72	82,58	79,14
	h , кДж/кг	3294	3324	3376	3403	3457
	T , °C	445,4	459,4	482,7	493,2	515,2
2	Пара ВД на входе в проточную часть ЦВД:					
	p , МПа	5,371	5,996	6,274	6,170	6,019
	D , кг/с	79,44	82,28	84,58	82,46	79,0
	h , кДж/кг	3294	3324	3376	3403	3457
	T , °C	444,3	458,3	481,7	492,2	514,3
3	Пара на повороте в ЦВД:					
	p , МПа	1,664	1,734	1,804	1,773	1,726
	D , кг/с	76,44	79,17	81,39	79,33	76,02
	h , кДж/кг	3008	3031	3071	3091	3134
	T , °C	287,8	298,7	317,3	326,1	344,8
4	Начальные свежего пара НД:					
	p , МПа	0,577	0,580	0,575	0,559	0,532
	D , кг/с	28,25	25,83	21,82	20,34	17,9
	h , кДж/кг	2961	2956	2948	2943	2936
	T , °C	250	248,1	243,9	241,6	237,4
5	Пара НД на входе в проточную часть ЦВД:				та	
	p , МПа	0,554	0,557	0,552	0,536	0,511
	D , кг/с	28,25	25,83	21,82	20,34	17,9
	h , кДж/кг	2961	2956	2948	2943	2936
	T , °C	250	248,1	243,9	241,6	237,4
6	Пара ВД в ЦВД до смешения:					
	p , МПа	0,554	0,557	0,552	0,536	0,511
	D , кг/с	78,69	81,53	83,86	81,72	78,3
	h , кДж/кг	2804	2816	2839	2853	2883
	T , °C	176,5	182,1	192,6	198,7	211,9
7	Пара в камере смешения потоков ВД и НД:					
	p , МПа	0,554	0,557	0,552	0,536	0,511
	D , кг/с	106,94	107,36	105,69	102,08	96,22
	h , кДж/кг	2845	2850	2861	2871	2893
	T , °C	195,3	197,5	202,9	207,1	216,6

Номер позиции на рис. 8.40	Параметры	Температура наружного воздуха, °C				
		-40	-27	-3	+15	+45
8	Пара после ЦВД:					
	p , МПа	0,109	0,109	0,108	0,104	0,099
	D , кг/с	106,94	107,36	105,69	102,08	96,22
	h , кДж/кг	2578	2581	2590	2597	2613
	T , °C	101,9	102,1 ($\nu = 4,5\%$)	101,7 ($\nu = 4,1\%$)	100,3 ($\nu = 3,7\%$)	98,9 ($\nu = 2,9\%$)
9	Пара на входе в ЦНД:					
	p , МПа	0,106	0,107	0,106	0,102	0,097
	D , кг/с	99,36	99,89	98,78	95,81	91,08
	h , кДж/кг	2670	2670	2670	2668	2666
	T , °C	101,3 ($\nu = 0,45\%$)	101,5 ($\nu = 0,45\%$)	101,2 ($\nu = 0,45\%$)	100,3 ($\nu = 0,45\%$)	98,9 ($\nu = 0,46\%$)
10	Пара на выходе ЦНД:					
	p , МПа	2,55	2,84	3,13	5,24	12,19
	D , кг/с	99,36	99,89	98,78	95,81	91,08
	h , кДж/кг	2266	2268	2271	2309	2431
	T , °C	21,4 ($\nu = 11\%$)	23,2 ($\nu = 11,3\%$)	24,8 ($\nu = 11\%$)	33,7 ($\nu = 11\%$)	49,8 ($\nu = 6,8\%$)
11	Пара из уплотнений турбины:					
	h , кДж/кг	2965	2981	3006	3018	3041
	D , кг/с	0,53	0,53	0,52	0,51	0,48
12	Охлаждающей воды в конденсаторе:					
13						
	T_1 , °C	6	8	10	20	37
	T_2 , °C	16,3	18,3	20,2	29,9	46,6
14	Конденсата после конденсатора:					
	p , МПа	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
	D , кг/с	107,83	108,25	106,56	102,92	97,03
	h , кДж/кг	91	98,5	105	142	209
	T , °C	21,5	23,2	24,8	33,7	49,7
15	Конденсата после конденсатного насоса:					
	p , МПа	0,981	0,981	0,981	0,981	0,981
	D , кг/с	107,83	108,25	106,56	102,92	97,03
	h , кДж/кг	90,92	98,5	105	142	209
	T , °C	21,5	23,2	24,8	33,7	49,7

Номер позиции на рис. 8.40	Параметры	Температура наружного воздуха, °C				
		-40	-27	-3	+15	+45
16	Пара из уплотнений турбины:					
	p , МПа	0,097	0,097	0,097	0,097	0,097
	D , кг/с	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33
	h , кДж/кг	2855	2864	2879	2884	2894
	T , °C	332,3	332,3	337,5	338,6	340,9
17	Конденсата после охладителя пара уплотнений:					
	p , МПа	0,961	0,961	0,961	0,961	0,961
	D , кг/с	107,83	108,25	106,56	102,92	97,03
	h , кДж/кг	98,4	106	113	150	217
	T , °C	23,3	25	26,6	35,6	51,7
18	Конденсата пара уплотнений:					
	p , МПа	0,097	0,097	0,097	0,097	0,097
	D , кг/с	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33
	h , кДж/кг	411	411	411	411	411
	T , °C	98	98	98	98	98
19	Конденсата сепаратора влаги:					
	h , кДж/кг	427	428	427	423	417
	D , кг/с	4,42	4,28	3,78	3,25	2,28
20	Пара из сепаратора влаги:					
	p , МПа	0,108	0,109	0,108	0,104	0,099
	D , кг/с	3,21	3,22	3,17	3,06	2,89
	h , кДж/кг	2578	2581	2590	2597	2613
	T , °C	101,9	102,1	101,7	100,8	99,5
21	Конденсата, подаваемого в КУ:					
	p , МПа	0,961	0,961	0,961	0,961	0,961
	D , кг/с	107,83	108,25	106,56	102,92	97,03
	h , кДж/кг	98,4	98,4	113	150	217
	T , °C	23,3	25	26,6	35,6	51,7
22	Электрическая мощность ПТУ $N_{\text{п}}^3$, кВт	105 600	108 600	111 300	105 600	91 770

газотурбинное топливо. В теплофикационных паровых турбинах ПТУ существуют регулируемые отборы пара на теплофикацию.

Тепловой баланс ПТУ можно представить в виде:

$$Q_{\text{КУ}}^0 = N_{\text{п}}^3 + Q_{\text{ПТУ}}^{\text{к}} + Q_{\text{ПТУ}}^{\text{пот}}, \quad (8.47)$$

где $Q_{\text{ПТУ}}^{\text{к}} = \alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{к}} N_{\text{п}}^3$ — потери теплоты в конденсаторе ПТУ ($\alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{к}}$ — доля потерь теплоты в конденсаторе ПТУ); $Q_{\text{ПТУ}}^{\text{пот}} = \alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{пот}} N_{\text{п}}^3$ — потери теплоты в проточной части паровой турбины ($\alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{пот}}$ — доля потерь теплоты в проточной части турбины).

После преобразования тепловой баланс можно записать так:

$$Q_{\text{КУ}}^0 = N_{\text{п}}^3 (1 + \alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{пот}} + \alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{к}}), \quad (8.48)$$

а электрическую мощность ПТУ в виде

$$\begin{aligned} N_{\text{п}}^3 &= \frac{Q_{\text{КУ}}^0}{1 + \alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{пот}} + \alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{к}}} = Q_{\text{г}}^{\text{е}} \frac{\alpha_{\text{КУ}}^{\text{е}}}{1 + \alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{пот}} + \alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{к}}} = \\ &= Q_{\text{г}}^{\text{е}} \frac{(1 - \eta_{\text{г}}^3 - \alpha_{\text{г}}^{\text{пот}})(1 - \alpha_{\text{КУ}}^{\text{ух}} - \alpha_{\text{КУ}}^{\text{пот}}) + \beta_{\text{дж}}(1 - \alpha_{\text{КУ}}^{\text{пот}})}{1 + \alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{пот}} + \alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{к}}}. \end{aligned} \quad (8.49)$$

Относительные потери теплоты в проточной части паровой турбины

$$\alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{пот}} = \frac{Q_{\text{ПТУ}}^{\text{пот}}}{N_{\text{п}}^3} \approx \frac{H_0 - H_i}{H_i} = \frac{1 - \eta_{0i}}{\eta_{0i}}. \quad (8.50)$$

Принимая, что относительный внутренний КПД проточной части паровой турбины $\eta_{0i} = 0,80—0,90$, можно получить $\alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{пот}} = 0,10—0,25$, где меньшее значение соответствует более совершенной проточной части паровой турбины.

Относительные тепловые потери в конденсаторе ПТУ можно оценить, используя метод карнотизации циклов в виде:

$$\alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{к}} = \frac{T_0 - (T_0 - T_{\text{к}})\eta_{0i}}{(T_0 - T_{\text{к}})\eta_{0i}\eta_{\text{эм}}}, \quad (8.51)$$

где T_0 , $T_{\text{к}}$ — средняя температура подводимого и отводимого рабочего тела в цикле; η_{0i} — относительный внутренний КПД проточной части паровой турбины; $\eta_{\text{эм}}$ — КПД ПТУ, учитывающий электромеханические потери.

Использование метода карнотизации цикла в данном случае целесообразно, так как система регенеративного подогрева конденсата отсутствует. На рис. 8.41 представлена зависимость относительных тепловых потерь в конденсаторе $\alpha_{\text{ПТУ}}^{\text{к}}$ от давления конденсации и начальных параметров пара, они лежат в диапазоне 1,6—2,6, при этом меньшие значения соответствуют более высоким начальным параметрам пара и, как следствие, характерны для

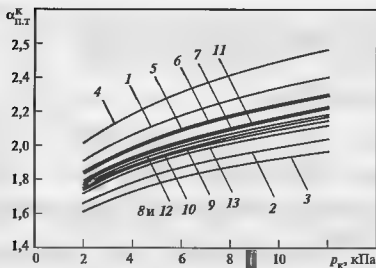


Рис. 8.41. Зависимость относительных тепловых потерь в конденсаторе от давления конденсации и начальных параметров пара

Номер кривой	Давление пара, МПа/его температура, °C	T_0 , °C
1	3,5/435	236
2	8,0/500	274
3	9,0/535	283
4	3,7/426 + 0,6/200	223
5	6,71/503 + 0,63/162	245
6	7,0/505 + 0,58/200	246
7	7,7/525 + 0,56/205	253
8	8,0/530 + 0,68/200	257
9	9,0/535 + 0,6/200	261
10	10,5/505 + 2,0/505 + 0,55/156	259
11	11,0/540 + 2,7/540 + 0,48/260	254
12	11,2/541 + 2,98/541 + 0,49/266	257
13	15,3/540 + 3,9/530 + 1,0/345	264

T_0 — средняя температура рабочего тела при подводе теплоты (температура питательной воды 100 °C)

ПТУ, работающих в составе ПГУ с высокотемпературными ГТУ с более высоким КПД производства электроэнергии.

Коэффициент полезного действия ПТУ по выработке электроэнергии определяется по формуле

$$\eta_{\text{ПТУ}}^{\text{э}} = N_{\text{п}}^{\text{э}} / Q_{\text{КУ}}^0. \quad (8.52)$$

Уравнение энергетического баланса ПТУ ПГУ составляют и решают с учетом числа контуров генерируемого в КУ пара. Применительно к схеме на рис. 8.36 с учетом процесса расширения пара в турбине (см. рис. 8.38) получаем значение электрической мощности ПТУ

$$N_{\text{п}}^{\text{э}} = [D_0^{\text{ВД}}(h_0^{\text{ВД}} - h_2) + (D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}})(h_5 - h_6) + (D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}} - D_c)(h_7 - h_k^n)] \times \\ \times \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} = N_{\text{г}}^{\text{н}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}, \quad (8.53)$$

где N_i^n — внутренняя мощность паровой турбины, кВт; η_r — КПД, учитывающий потери в электрогенераторе.

Относительный внутренний КПД паровой турбины

$$\eta_{0i}^{пт} = \frac{N_i^n}{D_0^{ВД} H_0^{ВД} + (D_0^{ВД} + D_0^{НД}) H_0^{НД}} \quad (8.54)$$

Применительно к проектным параметрам и расходам пара ПГУ-450 (две ГТУ + два КУ + одна паровая турбина ПТ) имеем

$$N_{п}^3 - [122 (3776 - 2832,2) + (122 + 32)(2833,1 - 2607,9) + (122 + 32 - 0,4)(2673,7 - 2275,7)] \times 0,985 = 170\,697,2 \text{ кВт.}$$

Корпорацией Westinghouse разработана серия паровых турбин мощностью от 80 до 250 МВт для перспективных ПГУ, базирующихся на новейшей газотурбинной технологии. Однопоточная многоступенчатая конденсационная паровая турбина с промежуточным перегревом пара имеет два цилиндра, осевой выход и лопатки последней ступени длиной 1067 мм из титанового сплава. Учтена высокая нагруженность последних ступеней паровых турбин ПГУ с КУ двух давлений и более ввиду нарастающего потока пара через проточную часть.

Осевой выход дает возможность монтировать турбину на фундаменте в виде плиты и использовать ее в схеме ПГУ с одновальной компоновкой. Поскольку у ГТУ и ПТУ общий электрогенератор, все основные элементы схемы имеют единую систему смазки.

Цилиндр высокого давления (ЦВД) паровой турбины состоит из внешнего корпуса, диафрагм, думмисной обоймы, внутреннего и внешнего паровых уплотнений и ротора. Входная зона ЦВД представляет собой непрерывное кольцо паровпуска, обеспечивающее равномерность прогрева при пуске турбины. Для сокращения срока монтажа ЦВД поставляется в собранном виде вместе с ротором.

В конструкции ЦВД использована высокопрочная сталь с добавкой 12 % хрома. Лопатки выполнены с устойчивыми Т-образными хвостовиками, дающими дополнительную прочность при повышенных температурах. Ротор цельнокованный из хромованадиево-молибденовой стали без центральной расточки с номинальной частотой вращения, далекой от резонансных. Использована также система вентиляции, позволяющая при пусках и остановках направить пар из ЦВД в конденсатор.

Совмещенный однопоточный цилиндр (ЦСД + ЦНД) состоит из корпуса, диафрагм, сегментов уплотнений, думмисных обойм и ротора. Как и в ЦВД, в совмещенном ЦСД + ЦНД использован кольцевой паровпуск. Ротор СД + НД без центральной расточки имеет часть СД из хромованадиево-молибденовой стали, которая приварена к части из стали с добавлением 3,5 % никеля для обеспечения высокого сопротивления ползучести входного участка СД и высокого предела прочности выходного нагруженного участка НД.

Думмисные обоймы, диафрагмы и другие элементы статора в цилиндре закреплены таким образом, что возможно их свободное концентрическое расширение или сжатие. Подшипник НД обеспечен качающимися колодками, что повышает стабильность ротора и снижает механические потери.

Корпорация Toshiba IC (шт. Пенсильвания, США) разработала одноцилиндровую однопоточную паровую турбину с ротором, материал которого имеет как высокое сопротивление ползучести, так и высокую прочность. Материалы частей ВД и НД ротора подвергаются разной термообработке. При частоте 50 Гц длина лопаток последней ступени турбины в зависимости от ее типоразмера достигает 1016 мм.

Такая турбина имеет меньшую стоимость, поскольку изготовление ротора, корпуса, лопаток, подшипников и отсутствие пароперепускных труб связаны с меньшими затратами по сравнению с затратами на изготовление обычной двухцилиндровой турбины. Масса турбины мощностью 150 МВт вдвое меньше, ее длина короче примерно на 5 м, что сокращает затраты на строительство электростанции. Уменьшается примерно на 2 мес и время монтажа установки.

Повышенный КПД турбины такого типа обеспечивается меньшими концевыми потерями, меньшей общей длиной уплотнений, сокращением потерь пара, отсутствием пароперепускных труб и др.

Температура наружного воздуха оказывает заметное влияние на параметры выходных газов ГТУ, ее мощность и экономичность. В схеме ПГУ с КУ котел и паровая турбина являются пассивными элементами, которые не должны оказывать влияния на работу ГТУ. В целом же для ПГУ в определенных условиях могут возникнуть ниже перечисленные ограничения со стороны паровой турбины и КУ, которые будут препятствовать ее нормальной эксплуатации. Критическими могут оказаться следующие режимы:

чрезмерное изменение температуры перегретого пара в сторону как повышения, так и понижения относительно допустимых значений, которое не позволяет обеспечить требуемую длительную прочность деталей паровпуска паровой турбины;

недопустимое повышение давления пара в конденсаторе паровой турбины из-за изменения температуры охлаждающей воды и пропуска пара. В таком случае могут возникнуть опасные автоколебания лопаток последней ступени;

недопустимое увеличение влажности пара в ЦНД и особенно в последней ступени, вызывающее интенсивную эрозию рабочих лопаток.

Для конкретного типоразмера энергетической ГТУ важно, чтобы ее характеристики были как можно менее подвержены влиянию параметров наружного воздуха. Для этой цели применяют различные технические средства (входной направляющий аппарат (ВНА) и поворотные направляющие аппараты (ПНА) осевого компрессора ГТУ), а также воздействуют на систему топливоподачи и др.

Удачное решение этой проблемы реализовано в энергетической ГТУ, характеристики которой приведены в табл. 6.2. Из приведенных данных видно, что в широком диапазоне изменения температуры наружного воздуха от -51 до $+30$ °С происходит незначительное изменение параметров выходных газов ГТУ, что позволяет обеспечить стабильные характеристики паровой ступени ПГУ (давление, температуру перегретого пара и др.). Такими параметрами обладают не все энергетические ГТУ (см. рис. 6.14 и табл. 6.3), что делает актуальным вопрос комплексного выбора ГТУ в схеме ПГУ с КУ.

В определенных случаях может оказаться целесообразной стабилизация температуры воздуха, поступающего в компрессор энергетической ГТУ. Для этой цели используют ряд технических решений: присадку части выходных газов (до 5 %), испарительное охлаждение, охладители-теплообменники и др.

8.4. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПГУ С КУ

Энергетические показатели ПГУ можно определить, используя ее схему тепловых потоков (см. рис. 8.4). Теплота сжигаемого в ГТУ топлива Q_r^c расходуется на производство и отпуск электроэнергии, а КПД производства электроэнергии нетто рассчитывается из выражения

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э.н}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э.н}}}{Q_r^c + Q_b} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э.н}}}{Q_r^c(1 + \beta_b)}, \quad (8.55)$$

где $N_{\text{ПГУ}}^{\text{э.н}}$ — электрическая мощность нетто ПГУ; Q_b — теплота воздуха, поступающего в ГТУ.

Электрическую мощность нетто ПГУ, кВт, можно представить в виде:

$$N_{\text{ПГУ}}^{\text{э.н}} = N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}(1 - \varepsilon_{\text{с.н}}) = (N_r^{\text{э}} + N_{\text{п}}^{\text{э}})(1 - \varepsilon_{\text{с.н}}), \quad (8.56)$$

где $N_r^{\text{э}}$ — электрическая мощность ГТУ при ее работе в схеме ПГУ; $N_{\text{п}}^{\text{э}}$ — электрическая мощность ПТУ в схеме ПГУ; $\varepsilon_{\text{с.н}}$ — доля расхода электроэнергии на собственные нужды ПГУ.

Теплоту, кВт, подводимую в ГТУ с топливом, определяют по формуле

$$Q_r^c = B_{\text{ГТ}}(Q_i^r + h_{\text{т.п}}); \quad (8.57)$$

теплоту, поступающую с наружным воздухом в компрессор ГТУ, можно представить в виде

$$Q_b = \beta_b Q_r^c. \quad (8.58)$$

Здесь $B_{\text{ГТ}}$ — расход сжигаемого в КС ГТУ топлива, кг/с; Q_i^r — теплотворная способность топлива, кДж/кг; $h_{\text{т.п}} = c_{\text{т}} T_{\text{т}}$ — энтальпия сжигаемого подогретого топлива, кДж/кг ($c_{\text{т}}$ — удельная теплоемкость топлива, кДж/(кг · град); $T_{\text{т}}$ — его температура, °С); $\beta_b = Q_b / Q_r^c$ — доля теплоты, поступающей с воздухом в компрессор ГТУ.

Выражение (8.55) можно преобразовать с использованием следующих показателей:

КПД производства электроэнергии ГТУ в автономном режиме

$$\eta_{\text{г}}^{\text{э.авт}} = \frac{N_{\text{г}}^{\text{э.авт}}}{Q_r^c + Q_b} = \frac{N_{\text{г}}^{\text{э.авт}}}{Q_r^c(1 + \beta_b)}, \quad (8.59)$$

$N_{\text{г}}^{\text{э.авт}} = K_N N_{\text{г}}^{\text{э}}$ — электрическая мощность ГТУ при ее работе в автономном режиме; $K_N = 1 - 0,55(\Delta p_{\text{вых}}/p_{\text{атм}})$ — коэффициент снижения электрической мощности ГТУ из-за дополнительного сопротивления КУ; $\Delta p_{\text{вых}}$ — измене-

ние давления выходных газов ГТУ при ее работе в схеме ПГУ, Па; $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление, Па;

коэффициент относительной мощности ПГУ

$$K_{\text{ПГУ}} = N_{\text{г}}^3 / N_{\text{ПГУ}}^3. \quad (8.60)$$

В итоге получаем

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{эн}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{эн}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}} + Q_{\text{в}}} = \frac{(N_{\text{г}}^3 + N_{\text{п}}^3)(1 - \varepsilon_{\text{сн}})}{Q_{\text{г}}^{\text{с}}(1 + \beta_{\text{в}})} = \dots = \frac{k_N \eta_{\text{г}}^{\text{авт}}(1 - \varepsilon_{\text{сн}})}{K_{\text{ПГУ}}(1 + \beta_{\text{в}})}. \quad (8.61)$$

В режимах, когда перед КУ дожигается топливо, его долю можно представить в виде

$$\beta_{\text{дж}} = Q_{\text{дж}} / Q_{\text{г}}^{\text{с}}, \quad (8.62)$$

где $Q_{\text{дж}} = B_{\text{дж}}(Q_i^{\text{г}} + h_{\text{т}})$ — теплота дожигаемого в КУ топлива.

Выражение (8.61) в этом случае можно записать следующим образом:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{эн}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{эн}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}} + Q_{\text{дж}} + Q_{\text{в}}} = \dots = \frac{k_N \eta_{\text{г}}^{\text{авт}}(1 - \varepsilon_{\text{сн}})}{K_{\text{ПГУ}}(1 + \beta_{\text{дж}} + \beta_{\text{в}})}. \quad (8.63)$$

Часто теплотой, подводимой с воздухом в компрессор ГТУ, пренебрегают, принимая $\beta_{\text{в}} = Q_{\text{в}} = 0$ (см. рис. 8.4).

В качестве примера приведен теплотенергетический баланс ПГУ с КУ для ТЭС Gandhar (Индия) по проекту фирмы АВВ. Основное оборудование установки включает в себя три ГТУ типа GT13E, три КУ и одну ПТУ. Относительно низкая экономичность ПГУ объясняется высокой температурой наружного воздуха, ухудшенным разряжением воздуха в конденсаторе ПТ и параметрами газа на входе в ГТ. Укажем основные статьи баланса.

1. Подводимая к трем ГТУ теплота, МВт:

со сжигаемым в КС топливом $Q_{\text{г}}^{\text{с}} = 1383,7$;

с воздухом, забираемым компрессорами ГТУ, $Q_{\text{в}} = 28,49$ (в том числе теплота воздуха перед КВОУ компрессора при $T_{\text{нв}} = +27^\circ\text{C}$ $Q_{\text{в}}' = 37,6$ МВт); теплота, отнимаемая при испарительном охлаждении воздуха в КВОУ, $Q_{\text{мхлп}} = 9,11$ МВт;

всего — 1412,19.

2. Электрическая мощность установок, МВт:

трех ГТУ $\sum N_{\text{г}}^3 = 432,9$;

ПТУ $N_{\text{п}}^3 = 224,49$;

ПГУ (брутто) $N_{\text{ПГУ}}^{\text{эбр}} = 657,39$;

доля расхода электроэнергии на собственные нужды $\varepsilon_{\text{сн}}^{\text{ПГУ}} = 0,0134$;

ПГУ (нетто) $N_{\text{ПГУ}}^{\text{эн}} = 648,6$.

3. Показатели тепловой экономичности ПГУ:

КПД производства электроэнергии ПГУ брутто $\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{эбр}} = 0,4655$;

КПД отпуска электроэнергии ПГУ $\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{эн}} = 0,4593$.

4. Потери теплоты в конденсаторе ПТУ (мокрые вентиляционные градирни: $T_{\text{в1}} = 32^\circ\text{C}$, $T_{\text{в2}} = 43^\circ\text{C}$) — 472 МВт.

5. Потери теплоты с уходящими газами КУ 151,6 МВт.

Энергетические показатели ПГУ с КУ определяют в результате расчета ее тепловой схемы. В качестве базового расчетного режима работы конденсационной ПГУ принимают режим при среднегодовой температуре наружного воздуха (для Москвы $T_{\text{н.в}}^{\text{ср}} = +4^\circ\text{C}$). Исходными данными для расчета служат энергетические параметры ГТУ при номинальной нагрузке. Обычно используют данные фирмы-изготовителя ГТУ либо рассчитывают ее тепловую схему.

В базовом расчетном режиме тепловой схемы ПГУ осуществляют конструкторский расчет КУ, выбирают профиль и конструктивные параметры паровой турбины и ее конденсатора. Парогенерирующая способность контуров высокого, среднего и низкого давления корректируется пропускной способностью частей ВД, СД и НД паровой турбины. Далее рассчитывается процесс расширения пара в ее проточной части, уточняются давление пара в конденсаторе и его характеристики.

Под характеристикой конденсатора понимают зависимость давления пара в нем от температуры охлаждающей воды $T_{\text{в1}}$ на входе, от паровой нагрузки и расхода охлаждающей воды. При этом указываются состояние загрязнения поверхности теплообмена и воздушная плотность конденсатора.

Для построения расчетной характеристики конденсатора определяют температуру конденсации пара в нем

$$T_{\text{н}} = T_{\text{в1}} + \Delta T + \Theta_{\text{к}}. \quad (8.64)$$

Температура охлаждающей воды соответствует режиму работы и связана с температурой окружающей среды и системы технического водоснабжения. Недогрев воды до температуры насыщения, $^\circ\text{C}$, на выходе конденсатора можно определить по формуле А.В. Щегляева:

$$\Theta = n / (31,5 + T_{\text{в1}})(D_{\text{к}} / F_{\text{к}} + 7,5), \quad (8.65)$$

где $D_{\text{к}}$ — паровая нагрузка конденсатора, кг/с; $F_{\text{к}}$ — площадь поверхности теплообмена в конденсаторе, м^2 ; $n = 5-7$.

По значению $T_{\text{н}}$ на линии насыщения определяют давление пара в конденсаторе $p_{\text{к}}$.

Можно также воспользоваться формулой Л.Д. Бермана:

$$\Theta = \Delta T(e^n - 1). \quad (8.66)$$

Здесь

$$\Delta T = \Delta h_{\text{к}} / (c_{\text{в}} m)$$

— нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, $^\circ\text{C}$;

$$\Delta h_{\text{к}} = h_{\text{к}}^{\text{н}} - h_{\text{к}}$$

— количество теплоты, отдаваемое паром при конденсации, кДж/кг; эта величина определяется при построении процесса расширения пара в турбине

Таблица 8.14. Энергетические параметры ПГУ с КУ на базе ГТУ типа 9FA (General Electric)

Номер позиции на рис 8.42	Параметр	Температура наружного воздуха, °C				
		-55	-43	-3,3	+15	+35
1	Давление воздуха, МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
	Расход воздуха, кг/с	666,94	660	631,94	592,22	542,22
2	Давление воздуха, МПа	0,099	0,099	0,099	0,099	0,099
	Расход воздуха, кг/с	666,94	660	631,94	592,22	542,22
3	Расход топлива в ГТУ, кг/с	14,861	14,861	13,861	12,861	11,639
	Теплота подводимого в ГТУ топлива, кВт	723 128	723 069	674 486	626 087	566 894
4	Электрическая мощность ГТУ, кВт	247 000	251 000	241 000	218 000	186 900
5	Расход выходных газов ГТУ, кг/с	681,67	675	645,83	605	553,89
	Температура выходных газов ГТУ, °C	560	571	582	597	616
	Давление выходных газов ГТУ, МПа	0,104	0,104	0,104	0,103	0,103
6	Температура газов, °C, в различных точках схемы	532	540	548	552	556
7		525	533	540	543	547
8		483	491	496	497	498
9		447	452	456	456	456
10		319	321	321	319	317
11		315	317	316	315	317
12		275	275	273	271	269
13		232	233	232	230	228
14		192	191	189	187	184
15		185	184	181	179	177
16		136	134	132	130	127
17	Расход конденсата, кг/с	86,39	87,78	86,11	84,17	81,94
	Температура конденсата, °C	26	26	26	30	30
18	Температура рабочего тела, °C	123	121	120	119	117
19	Давление в деаэраторе, МПа	0,329	0,311	0,296	0,289	0,276
	Температура воды в деаэраторе, °C	137	135	133	132	131
20	Расход рабочего тела, кг/с	2,34	2,36	2,29	2,16	2,04
21	Расход рабочего тела, кг/с	70	71,39	70,83	70	68,89
22	Расход рабочего тела, кг/с	16,58	16,22	15,19	14,22	13,08
23	Давление перегретого пара ВД $p_{ПЕ}^{ВД}$, МПа	9,76	10	9,99	9,87	9,72
	Температура перегретого пара ВД $T_{ПЕ}^{ВД}$, °C	524	532	540	540	540
	Расход перегретого пара ВД $D_{ПЕ}^{ВД}$, кг/с	70	71,39	70,83	70	68,89
24	Давление свежего пара ВД, МПа	9,55	9,81	9,77	9,65	9,51
	Температура свежего пара ВД, °C	522	530	538	538	538
	Расход свежего пара ВД, кг/с	70	71,39	70,83	70	68,89

Номер позиции на рис. 8 42	Параметр	Температура наружного воздуха, °С				
		-55	-43	-3,3	+15	+35
25	Давление пара за частью ВД, МПа	2,5	2,55	2,51	2,46	2,41
	Температура пара за частью ВД, °С	334	339	344	343	342
	Расход пара за частью ВД, кг/с	70	71,39	70,83	70	68,89
26	Расход пара в части НД, кг/с	86,39	87,78	86,11	84,17	81,94
	Давление пара перед частью НД, МПа	2,17	2,22	2,18	2,14	2,09
	Температура пара перед частью НД, °С	517	525	533	536	539
27	Электрическая мощность ПГУ, кВт	118 960	122 469	121 715	117 822	115 432
28	Расход пара в конденсаторе, кг/с	86,39	87,78	86,11	84,17	81,94
	Давление отработавшего пара, кПа	3,38	3,38	3,38	4,23	4,23
	Температура отработавшего пара, °С	26	26	26	30	30

Определяемые при расчете параметры схемы (рис. 8 42)

Электрическая мощность ГТУ в схеме ПГУ, кВт	243 406	247 401	237 674	215 112	184 482
Коэффициент снижения электрической мощности ГТУ в схеме ПГУ, кВт	0,9854	0,9856	0,9862	0,9867	0,9870
Электрическая мощность ПГУ, кВт	362 366	369 870	359 389	332 934	299 914
Коэффициент относительной мощности ПГУ $K_{ПГУ}$	0,6717	0,6688	0,6613	0,6461	0,6151
Удельный расход электроэнергии на собственные нужды ПГУ	0,02	0,02	0,018	0,017	0,016
КПД выработки электроэнергии ГТУ в автономном режиме $\eta_{ГТ}^{завт}$	0,3415	0,3471	0,3573	0,3481	0,3296
КПД выработки электроэнергии нетто ПГУ $\eta_{ПГУ}^{зн}$	0,4910	0,5012	0,5221	0,5211	0,5184

температур наружного воздуха от -55 до $+35$ °С. Основным и резервным топливом служит природный газ; объемные концентрации составляющих, %, таковы: CH_4 — 98,325; C_2H_6 — 0,15; C_3H_8 — 0,001; N_2 — 1,107; CO_2 — 0,371; H_2 — 0,046. Плотность топлива $\rho_{гтс}$ — 0,73 — 0,76 кг/м³, его теплота горения $Q_i^r = 47\,065$ кДж/кг.

Котел-утилизатор генерирует пар высокого и среднего давления. Деаэратор питательной воды имеет свой контур генерации пара НД, режим работы — скользящее давление. Потери давления пара между котлом и парозпуском паровой турбины составляют $\Delta p_{ВД} = 5\%$ и $\Delta p_{СД} = 3\%$. Температуры пара ВД и пара промежуточного перегрева регулируются вирыском. Предусмотрена продувка барабанов котла в объеме 1—2 % подачи рабочего тела. Расход электроэнергии на собственные нужды в схеме ПГУ $\varepsilon_{сн}$ составляет 0,02.

Основные результаты расчета тепловой схемы ПГУ приведены на рис. 8.43—8.45.

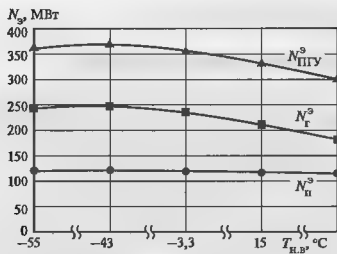


Рис. 8.43. Изменение электрической нагрузки соответственно ГТУ (■), ПТУ (●) и ПГУ (▲) при $T_{н.в} = \text{вар}$

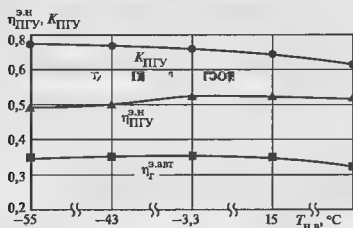


Рис. 8.44. Изменение КПД отпуска электроэнергии нетто ПГУ, КПД ГТУ в автономном режиме и коэффициента относительной мощности ПГУ при $T_{н.в} = \text{вар}$ (см. табл. 8.14)

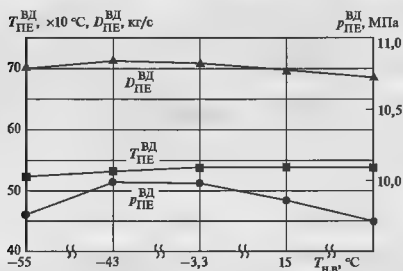


Рис. 8.45. Изменение параметров контура ВД КУ ПГУ при $T_{н.в} = \text{вар}$ (см. табл. 8.14)

8.5. ОПТИМИЗАЦИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПГУ С КУ

8.5.1. Парогазовая установка с одноконтурным КУ

Создание ПГУ с КУ связано прежде всего с оптимизацией их показателей, выбором параметров пара паровой ступени установки и оценкой необходимости и целесообразности применения дожигания топлива перед котлом, которое осуществляется с учетом характеристик используемой в ПГУ ГТУ и состава оборудования тепловой схемы.

Парогазовая установка этого типа имеет самую простую по составу оборудования теплоау схему, которая может отличаться, в частности, вариантами подогрева основного конденсата ПТУ (рис. 8.46). В тепловой схеме может отсутствовать подогрев конденсата (рис. 8.46, в), он может происходить в газовом подогревателе конденсата (ГПК) (рис. 8.46, б) либо в двух подогревателях НД при наличии также и деаэратора (рис. 8.46, а). Очевидно, что экономичность этих вариантов тепловых схем будет различной.

Для ГТУ с конкретными характеристиками, определяемыми производителем, экономичность ПТУ зависит от мощности паровой ступени установки. Следовательно, параметры пара, генерируемого в КУ, следует оптимизировать по отношению к этой мощности $N_{\text{п}}^3$, кВт, которая определяется прежде всего расходом пара на турбину $D_{\text{п т}}$ и значением срабатываемого в ней теплоперепада:

$$N_{\text{п}}^3 = D_{\text{п т}} H_{i \text{ п т}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}}, \quad (8.68)$$

где $H_{i \text{ п т}}$ — теплоперепад в паровой турбине, кДж/кг.

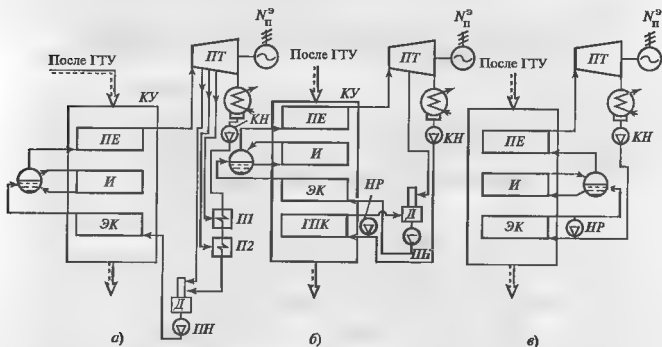


Рис. 8.46. Варианты тепловой схемы ПГУ с одноконтурным КУ

ПЕ — пароперегреватель; И — испаритель, ЭК — экономайзер, ПТ — паровая турбина; КН, ПН — конденсатный и питательный насосы, ГПК — газовый подогреватель конденсата, Д — деаэратор; П1, П2 — подогреватели низкого давления, НР — насос рециркуляции рабочего тела

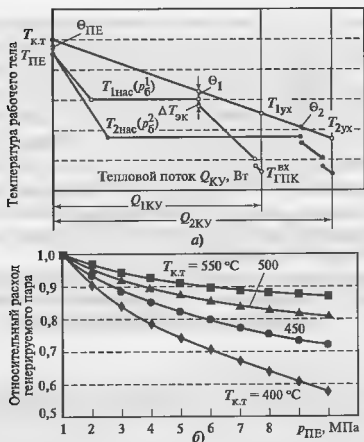


Рис. 8.47. Q , T -диаграмма процессов теплообмена в одноконтурном КУ (а) и изменение относительного расхода генерируемого в КУ пара в зависимости от изменения давления генерируемого пара $p_{\text{ПЕ}}$ (б) ($G_{\text{кт}} = \text{const}$; $\Theta_{\text{ПЕ}} = 40^\circ\text{C}$)

$T_{\text{ПЕ}}$ — температура перегретого пара, $T_{\text{нас}}$ — температура насыщения, соответствующая давлению p_6 в барабане КУ; $T_{\text{вх ГПК}}$ — температура воды на входе в ГПК, $\Delta T_{\text{эк}}$ — недогрев воды до температуры насыщения в экономайзере, $T_{\text{кт}}$ — температура газов за ГТУ (на входе в КУ), $T_{\text{ух}}$ — температура уходящих газов КУ; $\Theta_{\text{ПЕ}}$ — температурный напор на входе в ПЕ; Θ_1 (Θ_2) — температурный напор на холодном конце испарительной поверхности («пинч пойнт»), $Q_{\text{КУ}}$ — количество теплоты, утилизируемое в КУ; верхние индексы «1» и «2» соответствуют давлениям в барабане КУ $p_6^1 > p_6^2$

Особенностью расчета оптимальных начальных параметров пара ПГУ с КУ является зависимость расхода генерируемого в КУ пара от его параметров (рис. 8.47, б), что видно из Q , T -диаграммы теплообмена (рис. 8.47, а). С увеличением расчетного давления пара его расход уменьшается. Степень уменьшения расхода определяется как температурой газов $T_{\text{кт}}$, так и температурным напором на горячем конце пароперегревателя $\Theta_{\text{ПЕ}}$, т.е. процессами, происходящими в испарительной и перегревательной поверхностях нагрева КУ, в ходе которых осуществляется перераспределение теплоты газов, подводимой к ним в соответствии с тепловыми и массовыми балансами теплого потока.

Теплоперепад, срабатываемый паром КУ в паровой турбине, — вторая составляющая ее мощности — также зависит от начальных параметров пара для принятого давления в конденсаторе. При этом для широкого диапазона изменения этих параметров зависимости $D_{\text{пт}}$ и $H_{\text{пт}}$ изменяются, но изменение носит противоположный характер. Это позволяет сделать вывод о том, что функ-

циональная зависимость $N_n^{\text{н}}$ от начальных параметров пара является достаточно пологой и имеет оптимум, наиболее ярко выраженный в случаях, когда ПГУ создается на базе ГТУ с умеренными температурами газов на выходе $T_{\text{кт}}$, что характерно для большинства российских ГТУ малой и средней мощности.

При конкретной температуре выходных газов ГТУ $T_{\text{кт}}$ температура генерируемого в КУ пара определяется температурным напором $\Theta_{\text{пе}}$. Изменение значения $\Theta_{\text{пе}}$ в диапазоне от 20 до 120 °С незначительно влияет на выбор оптимального давления перегретого пара. Тем не менее, уменьшение $\Theta_{\text{пе}}$, а следовательно, и увеличение поверхности пароперегревателя КУ приводят к некоторому повышению экономичности ПГУ, и окончательный выбор значения $\Theta_{\text{пе}}$ является технико-экономической задачей.

В общем случае условие существования оптимума начальных параметров пара, генерируемого в КУ, можно получить, продифференцировав мощность ПТУ по энтропии и приравняв полученное выражение нулю:

$$\frac{\partial N_n^3}{\partial s} = H_{i_{\text{пт}}} \frac{\partial D}{\partial s} + D_{\text{пт}} \frac{\partial H_{i_{\text{пт}}}}{\partial s} = 0, \quad (8.69)$$

откуда вытекает соотношение, имеющее место в точке оптимума:

$$\frac{\partial D_{\text{пт}}}{D_{\text{пт}}} = - \frac{\partial H_{i_{\text{пт}}}}{H_{i_{\text{пт}}}}. \quad (8.70)$$

Таким образом, из (8.70) следует, что максимальная мощность паровой турбины в составе ПГУ-КЭС с КУ, а следовательно, и максимальная тепловая экономичность ПГУ в целом имеют место при равенстве относительных изменений расхода пара D и срабатываемого теплоперепада $H_{i_{\text{пт}}}$.

С учетом формул (8.68)—(8.70) можно сделать следующий вывод: изменение N_n^3 происходит в зависимости от того, какая составляющая мощности

N_n^3 вследствие варьирования начальных параметров пара изменяется интенсивнее. Так, в случае, когда при увеличении расчетного давления пара относительный рост срабатываемого теплоперепада опережает уменьшение расхода пара, имеет место рост электрической мощности ПТУ, и наоборот. В тот момент, когда степени изменения составляющих мощности сравниваются, будет наблюдаться оптимум N_n^3 . Если же в рассматриваемом диапазоне варьирования параметров темпы изменения значений $D_{\text{пт}}$ и $H_{i_{\text{пт}}}$ практически равны, электрическая мощность паровой турбины и, следовательно, тепловая экономичность ПГУ достаточно стабильны.

В процессе исследования показателей тепловых схем ПГУ-КЭС на базе указанных типов ГТУ было установлено, что при условии постоянства принятого внутреннего относительного КПД проточной части паровой турбины расход выходных газов ГТУ не оказывает влияния на качественный характер изменения тепловой экономичности ПГУ. Изменение расчетного значения избытка воздуха в газах ГТУ $\alpha_{\text{кт}}$ в рабочем диапазоне при прочих равных условиях также не оказывает заметного влияния на характер изменения КПД ПГУ-КЭС. Эти положения, а также анализ полученных результатов расчета

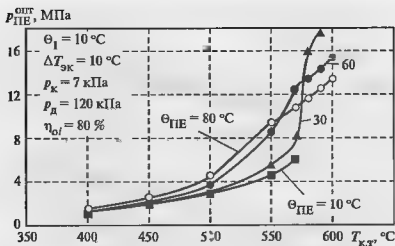


Рис. 8.48. Изменение оптимального давления перегретого пара, генерируемого в одноконтурном КУ, в зависимости от температуры выходных газов ГТУ $T_{к.т}$

P_{κ} , P_d — давление соответственно в конденсаторе и деаэраторе ПТУ

приводят к выводу, что основным параметром, влияющим на характер изменения тепловой экономичности ПГУ-КЭС при выборе оптимальных начальных параметров пара, является температура газов за ГТУ.

На основании результатов расчетов авторами получены зависимости (рис. 8.48), характеризующие изменение оптимального давления пара от температуры выходных газов ГТУ при выбранном температурном напоре на входе в пароперегреватель КУ.

Для удобного использования полученных результатов авторами проведена аппроксимация кривых (рис. 8.48), и получена функциональная зависимость

$$P_{\text{ПЕ}}^{\text{опт}}(T_{\text{к.т}}, \Theta_{\text{ПЕ}}) = \frac{a + bT_{\text{к.т}} + cT_{\text{к.т}}^2 + d\Theta_{\text{ПЕ}} + e\Theta_{\text{ПЕ}}^2 + f\Theta_{\text{ПЕ}}^3}{1 + gT_{\text{к.т}} + h\Theta_{\text{ПЕ}} + i\Theta_{\text{ПЕ}}^2 + j\Theta_{\text{ПЕ}}^3},$$

где $a = -0,7928$; $b = 4,159 \cdot 10^{-3}$; $c = -2,669 \cdot 10^{-6}$; $d = 2,514 \cdot 10^{-3}$; $e = 6,121 \cdot 10^{-7}$; $f = -8,391 \cdot 10^{-5}$; $g = -1,528 \cdot 10^{-3}$; $h = -1,050 \cdot 10^{-3}$; $i = -4,512 \cdot 10^{-5}$; $j = 2,795 \cdot 10^{-7}$.

Среднеквадратичное отклонение при аппроксимации равно 0,05 %. С помощью полученных зависимостей на предпроектной стадии можно определить оптимальное в отношении тепловой экономичности начальное давление пара для данных температуры выходных газов ГТУ и $\Theta_{\text{ПЕ}}$.

Для конкретного типа ГТУ, технические данные которой приведены в табл. 8.1, выполнен расчет экономичности ПГУ с одноконтурным КУ в зависимости от ее характеристик: давления и температуры перегретого пара, температурных напоров в КУ и др., при давлении пара в конденсаторе паровой турбины $p_{\kappa} = 6$ кПа. Лучшие показатели ПГУ имеет тепловая схема, в которой отсутствуют отборы пара из паровой турбины на регенерацию (рис. 8.46, в).

Необходимо иметь в виду, что повышение начального давления пара в одноконтурном КУ $T_{1\text{нас}} > T_{2\text{нас}}$ повышает температуру уходящих газов котла ($T_{1\text{ух}} > T_{2\text{ух}}$) (см. рис. 8.47), а его снижение уменьшает теплопадение

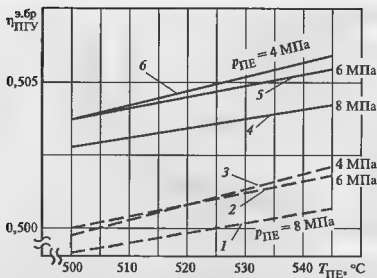


Рис. 8.49. Влияние температуры свежего пара на КПД производства электроэнергии брутто ПГУ при различных значениях давления свежего пара и схемах, приведенных на рис. 8.46

1—3 — для схемы рис. 8.46, а; 4—6 — для схемы рис. 8.46, б

пара в турбине и выработку электроэнергии. В меньшей степени утилизируются теплота выходных газов ГТУ ($Q_{1\text{КУ}} < Q_{2\text{КУ}}$).

Аналогичное исследование для рассматриваемого типа ПГУ было проведено с целью выявить влияние температуры свежего пара на показатели установки (рис. 8.49). Во всех случаях ее увеличение повышает экономичность установки, которая выше всего для тепловой схемы с газовым подогревателем конденсата (см. рис. 8.46, б).

Заметное влияние на энергетические характеристики ПГУ оказывают такие параметры, как температурные напоры на холодном конце испарителя Θ_1 и на горячем конце пароперегревателя $\Theta_{\text{ПЕ}}$ КУ, внутренний относительный КПД проточной части паровой турбины η_{0i} и влажность пара в ее последних ступенях. Характер этого влияния отражен на рис. 8.50 для тепловой схемы (см. рис. 8.46, в). В реальных условиях экономичность установки ниже, чем в идеальных.

Давление пара в конденсаторе паровой турбины зависит от температуры наружного воздуха, принятой системы технического водоснабжения, кратности охлаждения и чистоты поверхности теплообмена. Это давление оказывает заметное влияние на энергетические характеристики ПГУ (рис. 8.51). Они ухудшаются при повышении давления в конденсаторе, и тем сильнее, чем ниже давление перегретого пара.

В тепловых схемах ПГУ с одноконтурным КУ обычно применяются ГТУ небольшой и средней мощности с температурой выходных газов 450—550 °C. Промежуточный перегрев пара в этих условиях не обязателен, и его обычно не делают. Вместе с тем он может привести к дополнительному повышению экономичности ПГУ в области оптимальных значений давления перегретого пара. Результаты исследования, проведенного для ГТУ (см. табл. 8.1), представлены на рис. 8.52. Из рисунка видно, что промежуточный перегрев пара повышает экономичность установки при давлении перегретого пара не выше 10 МПа. Построение Q , T -диаграммы теплообмена в КУ с промежуточным перегревом и без него показало, что в первом случае его КПД может быть ниже из-за более высокой температуры уходящих газов [см. формулу (8.39)].

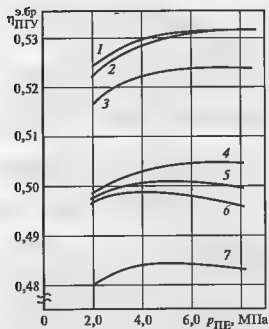


Рис. 8.50. Влияние изменения ряда параметров работы ПГУ на ее электрический КПД при изменении давления свежего пара

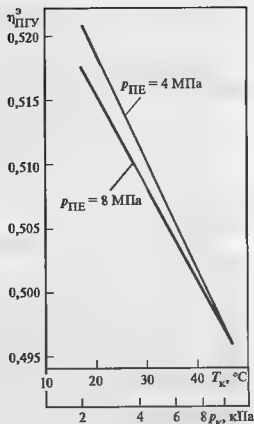


Рис. 8.51

Параметр	Значение параметра для кривой на рис. 8.50						
	1	2	3	4	5	6	7
Внутренний относительный КПД ПТ η_{0i}	1	1	1	0,9	0,9	0,9	0,8
Коэффициент учета влажности пара в паровой турбине $K_{вл}$	0	0	0	0	1	1	1
Θ_1 в КУ	0	0	10	10	10	10	10
$\Theta_{ПЕ}$ в КУ	0	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7

Θ_1 — температурный набор пароводяной смеси на холодном конце испарителя КУ, $\Theta_{ПЕ}$ — температурный напор пара на горячем конце пароперегревателя КУ

→

Рис. 8.51. Влияние давления (температуры) конденсации в конденсаторе ПТУ для двух давлений свежего пара на КПД производства электроэнергии брутто ПГУ

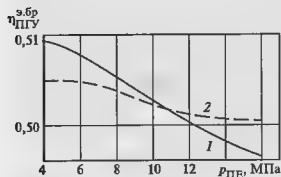


Рис. 8.52. Изменение КПД производства электроэнергии брутто ПГУ в зависимости от применения промежуточного перегрева пара в одноконтурном КУ при $T_{ПЕ} = 525^\circ\text{C}$

Технические данные ГТУ см. в табл. 8.1, $T_{nn} = T_{ПЕ}$; $p_{nn} = 0,25 p_{ПЕ}$; давление пара в конденсаторе паровой турбины $p_k \approx 6 \text{ кПа}$; 1 - с промежуточным перегревом пара; 2 - без него

Удельное значение паропроизводительности котла на единицу расхода выходных газов $D_{\text{пе}}/G_{\text{г}}$ в схеме без промежуточного перегрева выше, чем при использовании промежуточного перегрева, приблизительно на 18 %.

Дожигание топлива в КУ. Выходные газы энергетических ГТУ имеют достаточно высокую температуру, а объемная концентрация O_2 в них составляет 13—16 %. Следовательно, их можно рассматривать в качестве малоактивного окислителя процесса горения.

В ряде случаев в ПГУ целесообразно дожигание некоторого количества топлива (обычно природного газа) в среде выходных газов ГТУ. Это позволяет повысить их температуру, мощность ПГУ и стабилизировать параметры генерируемого в КУ пара.

Организация такого дожигания связана с довольно жесткими требованиями к горелочным устройствам камеры дожигания. Они должны обеспечить высокую полноту сгорания топлива, устойчивое горение при высоких скоростях набегающего потока выходных газов ГТУ, надежное воспламенение дожигаемого топлива, создание равномерного температурного поля после горелок, их малое аэродинамическое сопротивление. Обычно этим требованиям отвечают микрофакельные горелки, выгорание топлива в которых осуществляется в зоне рециркуляции за плохо обтекаемыми телами (уголки и т.п.).

Повышение степени балластирования выходных газов ГТУ инертными газами ухудшает полноту сгорания топлива и сужает область его устойчивого горения в зависимости от коэффициента избытка воздуха. Существует некая критическая точка, ниже которой горение дожигаемого топлива невозможно. По данным ВТИ при температуре газов в пределах 400—550 °C и объемной концентрации кислорода в окислителе 13—19 % устойчивое горение возможно. При концентрации O_2 менее 15 % и температуре окислителя 100—150 °C интервал устойчивой работы горелочного устройства резко сужается. Таким образом, при определенных условиях ($C_{O_2} < 13$ —13,5 % и $T_{\text{г}} < 100$ —150 °C) в горелки камеры дожигания необходима подача дополнительного воздуха в зоне рециркуляции.

В тепловых схемах ПГУ с КУ эксплуатация горелочных устройств камер дожигания возможна при $C_{O_2} \geq 12$ —14 % и $\alpha > 2$.

При дожигании топлива в среде выходных газов ГТУ на входе в КУ ПГУ уровень избыточного воздуха в этих газах достаточно высок: $\alpha_{\text{кт}} = \alpha'_{\text{ку}} = 3$ —4 (в зависимости от начальной температуры газов перед газовой турбиной). Следовательно, подача атмосферного воздуха для сгорания дополнительно дожигаемого топлива не нужна. Предельно возможное использование кислорода в выходных газах ГТУ переводит ПГУ с КУ в ПГУ сбросного типа.

Горелочные элементы системы дожигания топлива размещают в газохолде рядами с одинаковыми промежутками между диффузором ГТ и КУ, что обеспечивает равномерность температурного профиля в процессе работы. Горелочные устройства располагают так, чтобы их сопротивление не превышало 100 Па. Температура газов после камеры дожигания не должна превышать 750 °C во избежание повреждения корпуса котла и других его элементов.

Рост КПД производства электроэнергии ПГУ возможен, если относительный прирост электрической мощности ПТУ в составе ПГУ вследствие

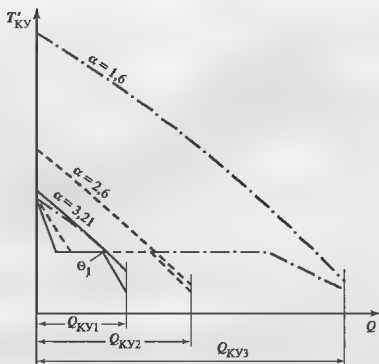


Рис. 8.53. Q, T -диаграмма теплообмена в одноконтурном КУ ПГУ (θ_1 — минимальный температурный напор на холодном конце испарителя КУ)

—— процесс без дожигания топлива (Q_{KH1}), ---- — то же с дожиганием топлива (Q_{KH2}), — · — интенсивное дожигание топлива (Q_{KH3})

дожигания будет больше, чем относительный прирост дополнительного количества теплоты топлива, подводимого к установке.

Увеличение расхода генерируемого пара при дожигании сопровождается перераспределением теплового потока газов между поверхностями нагрева КУ в соответствии с тепловыми и массовыми балансами. Увеличение расхода пара происходит не только за счет подводимого при дожигании дополнительного количества теплоты, но и благодаря дополнительной утилизации теплоты, содержащейся в газах ГТУ, в результате $T_{yx} > T_{yx}^B$ (рис. 8.53).

Применение дожигания топлива в тепловой схеме ПГУ с одноконтурным КУ влияет на характер теплообмена, что отражается на его Q, T -диаграмме (рис. 8.53). Избыток воздуха в выходных газах ГТУ при отсутствии дожигания сохраняется неизменным на входе в КУ: $\alpha_{к.т} = \alpha'_{ку} = 3,21$. При дожигании топлива и увеличении $T'_{ку}$ этот избыток воздуха начинает уменьшаться с ростом $\beta_{дж}$ сначала до значения $\alpha'_{ку} = 2,6$, а затем до значения $\alpha'_{ку} = 1,6$, что соответствует режиму интенсивного дожигания. Пример приведен для ГТУ, технические данные которой представлены в табл. 8.1.

Для этой ГТУ было исследовано изменение КПД производства электроэнергии в зависимости от удельной мощности ПГУ при нескольких значениях давления перегретого пара котла (рис. 8.54). Увеличение удельной мощности $N_{ПГУ}^{уд}$, кДж/кг газов, происходит с ростом доли дожигаемого топлива $\beta_{дж}$ и с уменьшением избытка воздуха в газах на входе в КУ после камеры дожигания. Этот процесс условно заканчивается при теоретически предель-

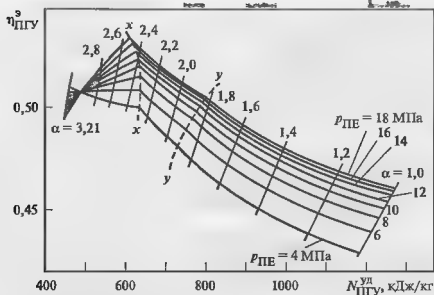


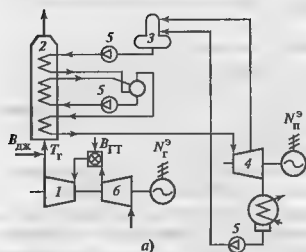
Рис. 8.54. Зависимость КПД производства электроэнергии и удельной мощности ПГУ от степени дожига топлива (снижения избытка воздуха α в выходных газах перед котлом; $\alpha_{\text{к.т.}} = 3,21$ — дожигание отсутствует) при разных значениях давления перегретого пара $p_{\text{ПЕ}}$, МПа

$x-x$ — граница, левее которой минимальный температурный напор находится на холодном конце испарителя; $y-y$ — граница, правее которой минимальный температурный напор находится на холодном конце экономайзера (см. рис. 8.53)

ном значении $\alpha'_{\text{КУ}} = 1,0$. Из рисунка видно, что при определенных значениях коэффициента избытка воздуха (граница « $x-x$ », $\alpha'_{\text{КУ}} \geq 2,6$) минимальный температурный напор Θ_1 находится на холодном конце испарителя, а при значениях $\alpha'_{\text{КУ}} \leq 1,8$ (граница « $y-y$ ») он переходит на холодный конец последней поверхности нагрева (экономайзер) в рассматриваемом варианте тепловой схемы (см. рис. 8.46, в).

При определенных значениях давления перегретого пара имеет место некоторое повышение экономичности ПГУ до границы « $x-x$ ». Дальнейшее увеличение степени дожига топлива и понижение $\alpha'_{\text{КУ}}$ приводят к существенному падению экономичности установки.

Аналогичные результаты получены в работе Р. Кельхофера (R. Kehlhofer), они приведены на рис. 8.55. Принята тепловая схема, соответствующая рис. 8.46, в, с дополнительной установкой деаэратора на отборном паре паровой турбины. Исследование показало, что дожигание топлива и повышение температуры газов перед одноконтурным КУ $T'_{\text{КУ}}$ до 750°C повышают экономичность ПГУ, хотя дальнейший рост температуры существенно уменьшает экономичность установки. Происходит постоянное увеличение мощности паровой ступени и всей парогазовой установки, снижение коэффициента относительной мощности ПГУ [см. (8.60)]. Из Q, T -диаграммы теплообмена, построенной для трех значений температуры газов, видно, что имеет место переход минимального температурного напора с холодного конца испарителя к холодному концу экономайзера котла. Вариант, при котором температура газов после дожига превышает 1500°C , переводит схему ПГУ с КУ в ПГУ сбросного типа, для которой требуется соответствующая реконструкция котла.



с повышением начальных параметров ГТУ и ее мощности, что отражается на повышении расхода рабочего тела (газов) и их температуры на выходе газовой турбины.

В настоящее время на электростанциях наиболее распространены ПГУ с двухконтурным КУ, в котором иногда применяется промежуточный перегрев пара. Оптимизация параметров паровой ступени такой установки применительно к выбранному типу ГТУ — более сложная задача по сравнению с оптимизацией параметров ПГУ с одноконтурным КУ. Для этого используют Q , T -диаграмму теплообмена в котле (см. рис. 8.10).

Анализ тепловой схемы ПГУ с двухконтурным КУ и ГТУ с характеристиками, приведенными в табл. 8.1, позволяет сделать следующие выводы.

Изменение давлений перегретого пара ВД и НД дает возможность найти их оптимальное соотношение и взаимосвязь с КПД производства электроэнергии ПГУ при постоянной температуре перегретого пара (в конкретном случае $T_{ПЕ}^{ВД} = 525^\circ\text{C}$) (рис. 8.56).

Экономичность ПГУ с двухконтурным КУ возрастает с увеличением температуры и давления пара ВД. Предельное значение этой температуры определяется температурой выходных газов ГТУ и принятым температурным напором на горячем конце пароперегревателя (рис. 8.57).

Использование двухконтурного КУ обеспечивает более глубокое охлаждение выходных газов ГТУ по сравнению с их охлаждением в ПГУ с одноконтурным КУ, что улучшает основные показатели установки (рис. 8.58). В ПГУ этого типа целесообразно совершенствовать отдельные элементы тепловой схемы и оптимизировать значения температурных напоров. Переход от идеальных к реальным условиям работы в рассматриваемой схеме ПГУ (при выбранном типе энергетической ГТУ) и его влияние на КПД производства электроэнергии в зависимости от давления перегретого пара ВД показаны на рис. 8.59.

Экономичность ПГУ зависит также от давления пара в конденсаторе, она уменьшается с повышением давления в нем (рис. 8.60).

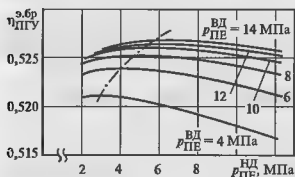


Рис. 8.56. Изменение КПД производства электроэнергии ПГУ с двухконтурным КУ при постоянной температуре пара $T_{ПЕ}^{ВД} = 525^\circ\text{C}$ для разных давлений перегретого пара ВД в зависимости от давления пара НД $P_{ПЕ}^{НД}$. Технические данные ГТУ приведены в табл. 8.1; давление пара в конденсаторе ПТ $p_k = 6$ кПа

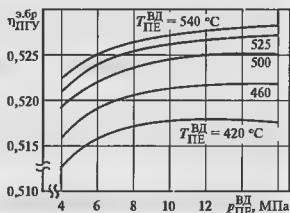


Рис. 8.57. Зависимость КПД производства электроэнергии ПГУ с двухконтурным КУ в диапазоне температур и давлений перегретого пара ВД

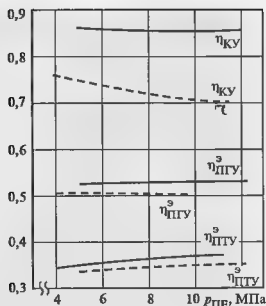
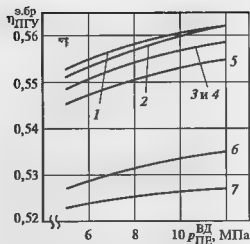


Рис. 8.58. Коэффициенты полезного действия КУ $\eta_{КУ}$, паротурбинной установки $\eta_{ПГУ}^{э}$ и всей ПГУ $\eta_{ПГУ}^{э}$ в зависимости от давления перегретого пара в конденсаторе $p_k = 6$ МПа; — — — — — ПГУ с двухконтурным КУ; - - - - - ПГУ с одноконтурным КУ

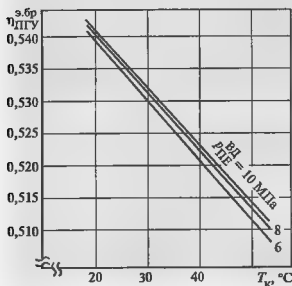


Кри- вая	$\Theta_{ПЕ}^{ВД}$	Θ_1	$\Theta_{ПЕ}^{НД}$	Θ_2	η_{0i}	k_N
1	0	0	0	0	1	0
2	26,2	0	0	0	1	0
3	26,2	10	0	0	1	0
4	26,2	10	10	0	1	0
5	26,2	10	10	10	1	0
6	26,2	10	10	10	0,9	0
7	26,2	10	10	10	0,9	1

Рис. 8.59. Пример пошагового изменения параметров при переходе от идеальных условий работы к реальным для ПГУ с двухконтурным КУ

$\Theta_{ПЕ}^{ВД}$, $\Theta_{ПЕ}^{НД}$ — температурные напоры на горячих концах пароперегревателей ВД и НД, Θ_1 , Θ_2 — температурные напоры на холодных концах испарителей ВД и НД, η_{0i} — внутренний относительный КПД паровой турбины; k_N — коэффициент учета влияния влажности пара для разных значений давления перегретого пара ВД, технические данные ГТУ см. табл. 8.1; давление пара в конденсаторе паровой турбины $p_k = 6$ МПа

Отдельно была исследована зависимость экономичности ПГУ с двухконтурным КУ от соотношения температурных напоров на холодных концах испарителей высокого Θ_1 и низкого Θ_2



давления пара (рис. 8.61). Как и следовало ожидать, в соответствии с данными российских (ВТИ и др.) и зарубежных исследователей (Siemens, ABB, General Electric, Alstom, Westinghouse и др.), увеличение Θ_1 и Θ_2 ухудшает экономичность установки. В ПГУ-450 увеличение температурных напоров Θ_1 и Θ_2 в КУ

Рис. 8.60. Влияние температуры конденсации в конденсаторе паровой турбины на КПД производства электроэнергии ПГУ с двухконтурным КУ для различных давлений перегретого пара ВД при $T_{ПЕ}^{ВД} = 525^\circ\text{C} = \text{const}$

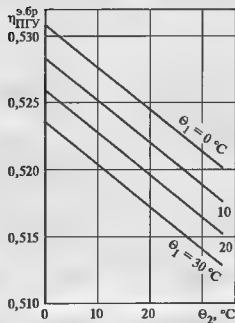
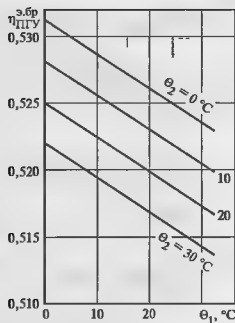


Рис. 8.61. Зависимость КПД производства электроэнергии ПГУ с двухконтуриным КУ от соотношения температурных напоров на холодных концах испарителей высокого θ_1 и низкого θ_2 давления пара

с 10 до 30 °C приводит к снижению относительного КПД производства электроэнергии соответственно на 0,4 и 0,6 % с одновременным повышением температуры уходящих газов. Значение температурного напора на горячем конце пароперегревателя ВД желательно выбирать не более 30 °C для достижения максимального КПД установки и снижения конечной влажности пара в паровой турбине.

Подтверждается и другой вывод, сделанный в работах ряда авторов: максимально возможная утилизация теплоты выходных газов ГТУ в КУ приводит к наибольшему энергетическому эффекту (рис. 8.62). Альтернативным решением может быть предварительный регенеративный подогрев конденсата в одном, двух или трех перегревателях НД, последовательно питаемых паром паровой турбины. В тепловой схеме с двухконтурным КУ такой подогрев, как правило, приводит к уменьшению КПД производства электроэнергии ПГУ.

Регенеративный подогрев конденсата может увеличить выработку электроэнергии в паровой ступени ПГУ, если имеется возможность реализовать меньшую среднюю разность температур теплообмена в КУ, не уменьшая количество передаваемой теплоты. Такое мнение высказано в исследованиях, результаты которых приведены на рис. 8.63. Расположение линий теплообмена на Q , T -диаграмме КУ было таким, что вариант без регенеративного подогрева воды ($T_k = 30$ °C) был целесообразнее при температуре уходящих га-

зов котла $T_{у\kappa}^{КУ} = 90$ °C. Но при $T_{у\kappa}^{КУ} = 150$ °C и регенеративном подогреве питательной воды приблизительно до 100 °C отборным паром турбины электрическая нагрузка ПТУ повышалась на 3 %. Штрихпунктирная линия для фиксированного температурного напора на холодном конце испарителей $\Theta = 10$ °C подтверждает, что любой регенеративный подогрев конденсата

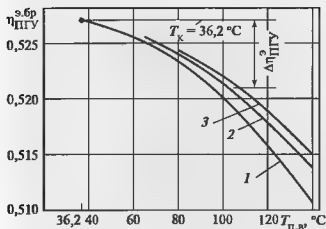


Рис. 8.62. Коэффициент полезного действия производства электроэнергии ПГУ с двухконтурным КУ в зависимости от подогрева питательной воды отборным паром паровой турбины до подачи ее в КУ

1 — одноступенчатый; 2 — двухступенчатый; 3 — трехступенчатый регенеративный подогрев конденсата; $\Delta\eta_{ПГУ}$ — уменьшение КПД ПГУ при переходе к регенеративному подогреву конденсата

за пределами этих условий может только снизить выработку электроэнергии в ПТУ и, следовательно, экономичность ПГУ.

Промежуточный перегрев пара в таких установках осуществляется объединением потоков пара ВД после части ВД и пара НД после соответствующего пароперегревателя. Для всего диапазона значений давления перегретого пара ВД такой промежуточный перегрев (при его реализации) заметно повышает экономичность установки (рис. 8.64). Этому соответствует оптимальное соотношение между высоким и низким давлением пара, которое изменяется незначительно в диапазоне 0,03—0,05.

Дожигание топлива в среде выходных газов на входе в двухконтурный КУ применяется так же, как и в других схемах ПГУ, для стабилизации параметров пара и повышения паропроизводительности котла. Расчетный анализ, выполненный ВТИ для ПГУ-450 с двумя ГТУ типа V94.2 (Siemens) и температуры наружного воздуха +15 °С, показал, что с увеличением доли дожигаемого топлива и температуры газов перед КУ происходят перераспределение паропроизводительности в контурах высокого и низкого давления и ухудшение экономичности установки (табл. 8.15). Температура газов перед поверхностями кон-

Рис. 8.64. Влияние промежуточного перегрева пара в двухконтурном КУ ПГУ на ее экономичность при изменении давления перегретого пара ВД
1 — с промежуточным перегревом пара; 2 — без него ($T_{ПЕ}^{ВД} = 525 ^\circ\text{C}$; $p_{тн} = -0,25 p_{ПЕ}^{ВД}$)

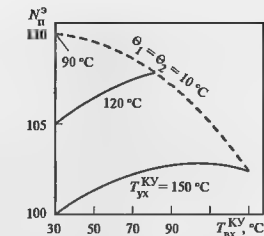
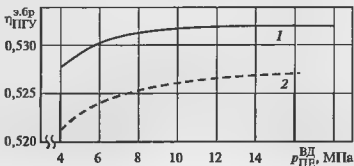


Рис. 8.63. Изменение электрической мощности паровой ступени и температуры уходящих газов двухконтурного КУ в зависимости от температуры конденсата на входе в котел

----- линия предельных значений температурного напора 10 °С (по данным исследователей фирмы Alstom)

Таблица 8.15. Влияние дожига топлива на параметры ПГУ-450 (ВТИ)

Параметр	Значение параметра при $\beta_{\text{дж}}$ и параметрах перегретого пара $p_{\text{ПЕ}}$; $T_{\text{ПЕ}}$ ВД; ВД									
	$\beta_{\text{дж}} = 0$		$\beta_{\text{дж}} = 13,2\%$		$\beta_{\text{дж}} = 22,8\%$		$\beta_{\text{дж}} = 30,5\%$		$\beta_{\text{дж}} = 37\%$	
	8 МПа; 540 °С	13 МПа; 560 °С	8 МПа; 540 °С	13 МПа; 560 °С	8 МПа; 540 °С	13 МПа; 560 °С	8 МПа; 540 °С	13 МПа; 560 °С	8 МПа; 540 °С	13 МПа; 560 °С
Температура газов на входе в КУ, °С	552		600		650		700		750	
Расход пара контура ВД, кг/с	61,61	60,06	77,17	75,81	92,06	92,50	98,58	104,17	114,11	114,19
Расход пара контура НД, кг/с	15,53	18,80	9,47	11,20	3,06	2,67	0	0	0	0
Электрическая мощность паровой турбины, кВт	165 600	167 380	195 870	201 520	223 890	233 000	249 160	258 760	272 910	283 460
Электрическая мощность ПГУ, кВт	459 600	461 400	489 500	495 100	517 100	526 200	541 900	551 500	565 300	575 800
КПД производства электроэнергии ПГУ брутто, %	51,14	51,33	50,61	51,20	50,13	51,05	49,43	50,30	48,58	49,49

Примечание. $\Theta_1 = \Theta_2 = 10\text{ °С}$; температура уходящих газов КУ $T_{\text{КУ}} \geq 90\text{ °С}$.

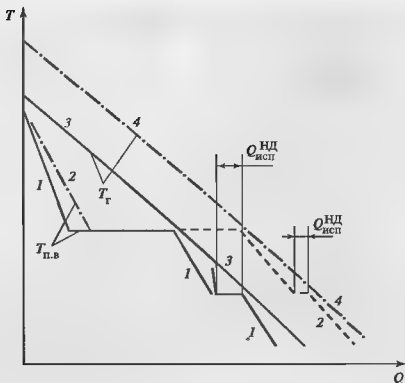


Рис. 8.65. Q, T -диаграмма теплообмена в двухконтурном КУ ПГУ с дожиганием топлива в среде выходных газов ГТУ

1, 3 — дожигание топлива отсутствует; 2, 4 — режим с дожиганием топлива; $Q_{исп}^{нд}$ — теплота, переданная испарителю НД; $T_{п.в}, T_g$ — температура пароводяного рабочего тела и газов КУ

тура НД уменьшается, и при $\beta_{дж} > 25\%$ его паропроизводительность становится равной нулю. Для нескранированных стен камеры дожигания принята предельная температура газов на входе в котел $T_g \leq 750^\circ\text{C}$.

Из Q, T -диаграммы теплообмена (рис. 8.65) в двухконтурном КУ ПГУ с дожиганием топлива видно, что в отличие от одноконтурного котла минимальные температурные напоры сохраняют свое местоположение на холодных концах испарителей высокого и низкого давления двухконтурного КУ. С уменьшением избытка воздуха в газах падает количество теплоты, передаваемое в испаритель НД. Дожигание топлива на всем диапазоне изменения давления перегретого пара ВД при одновременном уменьшении избытка воздуха и повышении удельной мощности ПГУ приводит к снижению ее экономичности (рис. 8.66). Это снижение тем существеннее, чем ниже давление перегретого пара.

Подобное расчетное исследование зарубежных авторов показало, что предельное дожигание топлива в зависимости от начальной температуры газов перед газовой турбиной $T_{нт}$ в разной степени влияет на КПД производства электроэнергии ПГУ (рис. 8.67) и это влияние тем существеннее, чем выше $T_{нт}$.

Фирмой АБВ разработана и запущена в эксплуатацию мощная современная энергетическая ГТУ типа GT24 на 50 Гц с промежуточным перегревом газов после первой ступени газовой турбины в дополнительной КС. На рис. 8.68 приведен цикл Брайтона—Ренкина ПГУ с ГТУ типа GT24. Как видно из графика, такое решение эквивалентно дожиганию топлива перед КУ. Преимущество промежуточного перегрева газов состоит в том, что имеет

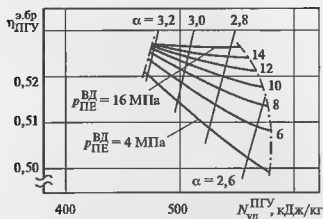


Рис. 8.66. Взаимосвязь КПД производства электроэнергии, удельной мощности ПГУ с двухконтурным КУ и глубины дожигания топлива (при $\alpha = 3,2$ дожигание отсутствует) для разных значений давления перегретого пара ВД (α — избыток воздуха в выходных газах перед КУ)

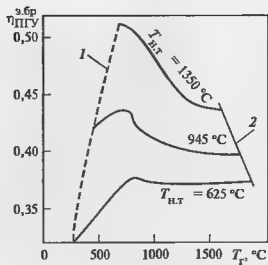


Рис. 8.67. Влияние дожигания топлива и увеличения температуры газов перед КУ при различной начальной температуре рабочего тела перед газовой турбиной на экономичность ПГУ с двухконтурным КУ 1 — процесс в ПГУ без дожигания; 2 — предельное дожигание топлива (объемная концентрация O_2 равна 5 %)

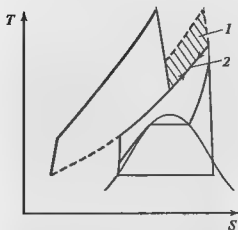


Рис. 8.68. Сравнение термодинамических циклов Брайтона—Ренкина ПГУ с КУ и применением промежуточного перегрева газов в газовой турбине (1) или дожигания топлива (2)

место дополнительной выработка электроэнергии в ГТУ и, следовательно, повышение экономичности ПГУ.

В практике эксплуатации ПГУ с КУ применяется впрыск водяного пара в КС ГТУ с целью изменить нагрузку и снизить выбросы оксидов азота. Такое техническое решение оказывает заметное влияние на мощность газовой и паровой турбин и ПГУ в целом, изменяет ее экономичность. Для энергетической ГТУ (см. табл. 8.1) соответствующие результаты расчета показаны на рис. 8.69. Увеличение апыска водяного пара различной температуры (свежего пара при $T_{\text{ВД}}^{\text{ВД}} = 525^\circ\text{C}$ и пара после части ВД при $T = 327^\circ\text{C}$) приводит к повышению электрической мощности ГТУ, снижению нагрузки ПТУ, хотя общая электрическая мощность ПГУ возрастает на несколько процен-

тов. Экономичность ПГУ в обоих случаях тем ниже, чем больше доля впрыскиваемого водяного пара.

В настоящее время достаточно подробно исследована эффективность применения регенерации в газотурбинном процессе. Использование части теплоты выходных газов ГТУ для нагрева циклового воздуха компрессора позволяет повысить ее экономичность. Представляет интерес целесообразность использования ГТУ с регенератором в тепловых схемах ПГУ с КУ. Очевидно, что в этом случае понижается температура газов перед котлом и

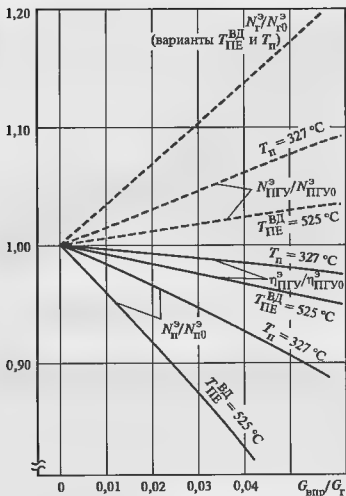


Рис. 8.69. Влияние впрыска водяного пара $G_{впр}$ в КС ГТУ на мощность и экономичность ПГУ с двухконтурным КУ (в долях количества газов ГТ G_T) (ГТУ с параметрами по табл. 8.1 при давлении в конденсаторе ПТУ $p_K = 6$ кПа)

N_T^3 , $N_{П}^3$, $N_{ПГУ}^3$ — соответственно электрическая мощность ГТУ, ПТУ и ПГУ, параметры ПГУ без впрыска пара имеют индекс 0; впрыск свежего пара ВД при $T_{ПЕ}^{ВД} = 525^\circ\text{C}$ или отборного пара за частью ВД ПТУ при $T_{П} = 327^\circ\text{C}$

снижается количество генерируемого пара. На рис. 8.70 показано, что регенерация практически всегда приводит к уменьшению экономичности ПГУ. Чем выше степень регенерации и больше давление перегретого пара ВД, тем ниже КПД производства электроэнергии ПГУ.

Использование в ПГУ трехконтурного КУ позволяет дополнительно повысить экономичность установки. Применение его целесообразно в мощных энергетических ГТУ с высокими параметрами выходных газов ($T_{кт} > 580^\circ\text{C}$). Увеличение КПД производства электроэнергии в таких ПГУ обеспечивается прежде всего количеством пара, генерируемого на уровне НД. Расход пара ВД в трехконтурном КУ немного меньше, чем в двухконтурном КУ, так как пароперегреватель среднего давления (СД) располагается на более высоком температурном уровне, что уменьшает количество теплоты, передаваемой в части ВД котла. В КУ трех давлений давление в секциях ВД и СД необходимо повышать одновременно. Оптимальное отношение этих давлений составляет около 0,15—0,25, а максимальная мощность ПТ в схеме ПГУ определяется давлением в секции НД. Абсолютные значения давлений пара в трехконтурном

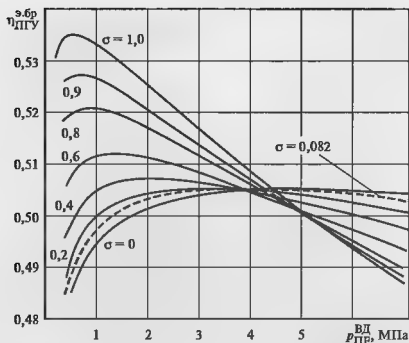


Рис. 8.70. Экономичность ПГУ с двухконтурным КУ и ГТУ с регенерацией газов в зависимости от давления перегретого пара ВД и степени регенерации в ГТУ σ

Степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = 10,6$; температура перегретого пара $T_{ПЕ}^{ВД} = T'_r - 10^\circ \text{C}$ (где T'_r — температура газов перед КУ); при $\sigma = 0,082$ температура перегретого пара ВД $T_{ПЕ}^{ВД} = 525^\circ \text{C}$

КУ $p_{ВД} = 10,0—11,5$ МПа; $p_{СД} = 1,5—4$ МПа; $p_{НД} = 0,4—0,6$ МПа; промежуточный перегрев пара ВД применяется до $T_{п.п} \approx T_{ПЕ}^{ВД}$.

Подведем некоторые итоги. В тепловой схеме коидеисационной ПГУ существует определенная связь между элементами. Энергетическая ГТУ в соответствии с режимом работы (нагрузка, параметры окружающего воздуха, вид сжигаемого топлива и др.) служит определяющим звеном технологического процесса, отдавая КУ и ПТУ теплоту своих выходных газов. Как было показано ранее, в зависимости от потенциала этих газов можно реализовать паровой цикл с одним, двумя или тремя контурами, включая промежуточный перегрев пара. После КУ генерируемый пар поступает в ПТ, которая, со своей стороны, вместе с коидеисатором оказывает определенное влияние на котел. В обычных паросиловых установках путем подачи топлива и воды можно изменять паропроизводительность котла и мощность ПТУ в определенных пределах. В схеме ПГУ такой возможности нет. При определении нагрузки ГТУ между КУ и ПТ осуществляется своего рода «консенсус» по параметрам пара и мощности паровой ступени, а паровая турбина служит некой «сетью», на которую работает котел. В этом случае основная цель — получение максимальной мощности ПТУ, а следовательно, и наибольшего значения электрического КПД ПГУ

$$\eta_{ПГУ}^3 = \frac{k_N \eta_r^3}{K_{ПГУ}} = \frac{k_N \eta_r^3}{N_r^3} (N_r^3 + N_n^3). \quad (8.71)$$

Любой отбор части генерируемого пара из подводящих паропроводов котла или из нерегулируемых отборов ПТ на регенеративный подогрев питательной воды и на другие внутренние потребности ПГУ приводит к снижению ее экономичности. Вместе с тем целесообразно совершенствовать КУ и ПТУ, повышая их КПД (8.71). Окончательный выбор состава тепловой схемы конденсационной ПТУ осуществляется на базе технико-экономической оптимизации.

Существенное улучшение показателей ПГУ с КУ происходит при достижении начальной температурой $T_{нт}$ газов ГТУ стехиометрического значения, особенно если это сочетается с увеличением степени повышения давления воздуха в компрессоре π_k . При этом КПД производства электроэнергии нетто может превысить 70 %, а удельная выходная мощность установки составить 2000 кДж/кг.

8.6. РЕГУЛИРОВАНИЕ НАГРУЗКИ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК С КОТЛОМ-УТИЛИЗАТОРОМ

8.6.1. Способы регулирования электрической нагрузки ПГУ

Тепловая схема ПГУ с КУ обычно бывает: моноблочной (см. рис. 8.7) ($1 \times \text{ГТУ} + 1 \times \text{КУ} + 1 \times \text{ПТУ} + 1 \times \text{ЭГ}$), дубль-блочной ($2 \times \text{ГТУ} + 2 \times \text{КУ} + 1 \times \text{ПТУ} + 3 \times \text{ЭГ}$) или трипл-блочной ($3 \times \text{ГТУ} + 3 \times \text{КУ} + 1 \times \text{ПТУ} + 4 \times \text{ЭГ}$). Профиль этой схемы существенным образом влияет на выбор режимов работы при регулировании электрической нагрузки ПГУ.

Во всех этих тепловых схемах основным элементом служат энергетические ГТУ, от режима работы которых зависят характеристики всей ПГУ. Остальные элементы (котлы-утилизаторы, паротурбинные и деаэрационно-питательные установки и др.) являются пассивными элементами. Их работа определяется количеством и параметрами выходных газов ГТУ, ее мощностью и экономичностью в зависимости от нагрузки и характеристик окружающего воздуха. Это не означает, что, например, состояние и параметры проточной части ПТ, конденсатора, эжекторных и других установок не влияют на паропроизводительность, температуру и давление генерируемого в КУ пара. Существуют весьма сложные технологические связи, которые необходимо анализировать не только в отдельных статических режимах работы, но и в динамике. На базе математического и программного обеспечения создают всережимные логико-динамические математические модели ПГУ с КУ. Такой опыт имеют ряд фирм в России и за рубежом и, в частности, АО «Фирма ОРГРЭС»*.

В математических моделях ПГУ исследуются, например, следующие процессы:

а) в газотурбинной установке — массовые и энергетические балансы, процессы сжатия воздуха и расширения газов, сжигания топлива в КС, влияние системы охлаждения на работу ГТУ, изменение сопротивления тракта по воздуху и газам и т.п.;

* Касьянов Л.Н., Поляков В.С., Рубашкин А.С. Использование компьютерной модели ПГУ-490 для исследования нестационарных процессов и оптимизации тепловой схемы энергоблока // Электрические станции. 1998. № 5.

б) в *котле-утилизаторе* — процессы тепло- и массообмена, тепловые балансы при передаче теплоты газов ГТУ рабочему телу в отдельных поверхностях нагрева, процессы аэродинамики прохождения газов по газовому тракту, включая отключающие шиберы и дымовые трубы; изменение гидравлического сопротивления пвроводяного тракта; процессы прогрева металла коллекторов и барабанов отдельных контуров и др.;

в) в *паротурбинной установке* — массовые и энергетические балансы, процессы течения пара и массообмена в проточных частях ПТ и в регулирующих клапанах; процессы тепло- и массообмена в конденсаторной установке, включая работу эжекторов; процессы тепло- и массообмена в паропроводах, деаэраторе, в перегревателях НД (при их наличии); работа пускосбросных устройств;

г) в *электрогенераторе* — электромеханические процессы в генераторах и основных электродвигателях механизмов собственных нужд; работа тиристорного пускового устройства и др.;

д) в *АСУ ТП* — моделирование работы основных автоматических устройств, обеспечивающих функционирование энергоблока: регулирующие клапаны топливной системы ГТУ, подачи пара в ПТ, поддержание уровня воды в барабанах КУ и в конденсаторе, регулятор давления пара уплотнений ПТ, предохранительные клапаны ВД котла; технические блокировки и др.

Модели частей тепловой схемы ПГУ связаны между собой моделями соединяющих их элементов: трубопроводов, смесителей, задвижек, клапанов и др.

Энергетические ГТУ отличаются от ПСУ тем, что работа в *расчетном режиме* (по ISO-2314 это параметры воздуха $T_{нв} = 15^\circ\text{C}$, $p_{нв} = 0,1013$ МПа, влажность 60 %) для них скорее исключение, чем правило. Параметры наружного воздуха, забираемого компрессором, постоянно изменяются, и в результате существенно изменяются основные характеристики ГТУ: электрическая мощность, КПД производства электроэнергии, потребление топлива, количество и параметры выходных газов (см. рис. 6.9). Энергетические ГТУ большую часть времени работают на *нерасчетных* (переменных) *режимах*.

Изменение электрической нагрузки ГТУ при ее эксплуатации осуществляют изменением расхода засасываемого компрессором воздуха (количественное регулирование) либо изменением удельной полезной работы газов в ГТ (качественное регулирование). В обоих случаях воздействуют на топливные клапаны, изменяя расход топлива в КС ГТУ.

При переходе к частичным нагрузкам целесообразно так организовать работу установки, чтобы максимально возможно сохранить ее экономичность. Это удастся при количественном регулировании, для чего все современные энергетические ГТУ снабжены ВНА и ПНА первых ступеней компрессора. Применение этих устройств позволяет изменять проходное сечение проточной части компрессора и осуществлять работу ГТУ при параметрах, охватывающих всю приемлемую зону универсальной характеристик компрессора.

Программа снижения электрической нагрузки ГТУ типа GTX-100 (ABB) с использованием ВНА компрессора приедена на рис. 6.4. Как видно из графика, первоначально мощность ГТУ регулируется управлением этого аппарата, пока температура аыходных газов установки не повысится до допустимого значения 600°C . Дальнейшее снижение нагрузки достигается понниже-

нием начальной температуры газов перед газовой турбиной и закрытием ВНА до минимально возможного положения. При этом уменьшается степень повышения давления воздуха в компрессоре π_k и возрастает температура газов на выходе ГТУ и на входе в КУ.

Регулирование электрической нагрузки ГТУ с помощью изменения только начальной температуры газов (качественное регулирование) негативно сказывается на ее энергетических характеристиках (см. рис. 6.3). Несмотря на некоторое увеличение расхода газов, их температура на выходе газовой турбины заметно снижается.

Из вышесказанного следует, что методы регулирования электрической мощности ГТУ оказывают влияние не только на ее экономичность, но и на параметры выходных газов. Это, в свою очередь, изменяет параметры и количество генерируемого пара, мощность ПТУ и всей ПГУ.

В тепловых схемах ПГУ, выполненных по дубль-блочной или трипл-блочной схеме, возможны различные варианты разгрузки ГТ — параллельный или последовательный, — что сказывается на показателях ПГУ. В каждом конкретном случае необходимо выбирать оптимальную программу разгрузки.

Зависимость КПД производства электроэнергии ТЭС с ПГУ, включающими в себя семь одинаковых моноблоков, от нагрузки показана на рис. 8.71. Нагрузку этих энергоблоков (или их разгрузка) осуществляется последовательно с интервалами 5 мин включением (отключением) отдельных агрегатов. Это позволяет в широком диапазоне нагрузки сохранять экономичность ПГУ с КУ. Относительно невысокие значения КПД производства электроэнергии при номинальной нагрузке объясняются характеристиками оборудования одновальной ПГУ на указанной ТЭС Futtsu (Япония): одна ГТУ типа MS9001E (General Electric) мощностью 113 МВт (по ISO) при начальной температуре газов $T_{нв} = 1085^\circ\text{C}$ и $\pi_k = 12$; одна паровая турбина мощностью 52 МВт при параметрах пара ВД $p = 6,4$ МПа, $T = 531^\circ\text{C}$ и НД $p = 1,5$ МПа, $T = 198^\circ\text{C}$ и давлении пара в конденсаторе 5 кПа.

При изменении электрической нагрузки экономичность ПГУ во многом зависит от параметров выходных газов ГТУ и от характера их изменения. В табл. 8.16 приведены расчетные (проектные) данные КУ в составе ПГУ. Их анализ показывает, что особенно сильно изменяется температура перегретого пара ВД и, следовательно, экономичность ПТУ. В ряде современных энергетических ГТУ благодаря лучшей программе регулирования удастся в значительной мере стабилизировать эти параметры.

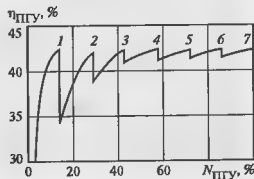


Рис. 8.71. Зависимость КПД производства электроэнергии нетто на ТЭС из семи одновальных ПГУ от нагрузки при последовательном включении (отключении) агрегатов (ТЭС Futtsu, Япония)

Таблица 8 16 Изменение параметров работы элементов тепловой схемы ПГУ в зависимости от электрической нагрузки (2хГТТ-110 + 2хКУ + 1хПТ)

Параметр	Электрическая нагрузка ГТУ	Температура наружного воздуха, °С				
		-40	-15	-3	+15	+45
Паропроизводительность контура ВД, кг/с	Пиковая	42,44	49,19	48,56	47,17	44,86
	100 %	36,89	43,69	43,89	42,78	41,06
	40 %	17,44	19,31	21,08	21,89	22,64
Давление перегретого пара ВД, МПа	Пиковая	5,8	7,3	7,3	7,3	7,3
	100 %	5,8	7,3	7,3	7,3	7,3
	40 %	1,6	2,8	3,3	3,4	3,68
Температура пара ВД, °С	Пиковая	439	482	490	500	520
	100 %	418	462	471	481	501
	40 %	294	329	348	361	384
Паропроизводительность контура НД, кг/с	Пиковая	13,81	12,36	11,64	10,64	9,36
	100 %	14,19	12,81	12,03	11,0	9,67
	40 %	9,56	11,14	11,28	10,56	9,17
Давление перегретого пара НД, МПа	Пиковая	0,63	0,7	0,7	0,7	0,7
	100 %	0,63	0,7	0,7	0,7	0,7
	40 %	0,42	0,42	0,42	0,42	0,46
Температура перегретого пара НД, °С	Пиковая	227	228	227	225	224
	100 %	229	230	229	227	226
	40 %	198	211	213	213	213
Количество газов перед КУ, кг/с (на 1 корпус котла)	Пиковая	442,3	407,3	388,6	362,6	320
	100 %	442	406,4	388,6	362,3	319,8
	40 %	437,9	403,7	385,9	361,4	318,1
Температура газов перед КУ, °С	Пиковая	467	531	541	554	579
	100 %	438	499	512	524	549
	40 %	296	332	353	367	393
Температура уходящих газов КУ, °С	Пиковая	113	106	104	104	107
	100 %	119	109	107	106	109
	40 %	131	128	126	124	127
Скорость циркуляции среды в контуре испарителя ВД, м/с	Пиковая	—	—	—	—	—
	100 %	← 0,35—0,76 →				
	40 %	← 0,24—0,56 →				
Скорость циркуляции среды в контуре испарителя НД, м/с	Пиковая	—	—	—	—	—
	100 %	← 0,35—0,48 →				
	40 %	← 0,27—0,46 →				
Аэродинамическое сопротивление КУ, Па	Пиковая	2860	2540	2340	2070	1665
	100 %	2835	2510	2330	2050	1650
	40 %	2605	2210	2070	1850	1490

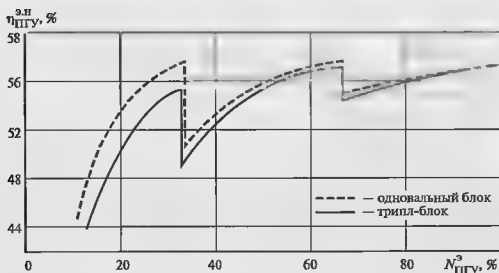


Рис. 8.72. Преимущества в экономичности при работе с частичной нагрузкой одновальной ПГУ по сравнению с трипл-блочной ПГУ

Парогазовые установки, выполненные по дубли-блочной или трипл-блочной схеме, проигрывают одновальным ПГУ при работе на частичных нагрузках. Это подтверждается характером изменения КПД производства электроэнергии группы энергоблоков, выполненных по одновальной и многовальной схемам, показанным на рис. 8.72.

8.6.2. Маневренность энергетических ПГУ с КУ. Пусковые схемы и характеристики пусковых операций

Энергетическое оборудование ПГУ должно иметь расчетные показатели маневренности, длительности пусков и скорости изменения нагрузки в пределах регулировочного диапазона.

В соответствии с требованиями нормативных документов ПГУ с КУ должны обеспечивать возможность останова их в резерв в нерабочие дни (24—55 ч) и на ночное время (5—8 ч) с техническими характеристиками последующих пусков (табл. 8.17).

Таблица 8.17. Маневренные параметры ПГУ с КУ

Параметр	Пуск после останова	
	на 6—8 ч	на 24—25 ч
Длительность пуска до взятия полной нагрузки, мин	60	90
В том числе от начала пуска ГТУ до синхронизации электрогенератора ПТУ, мин	30	45
Длительность пуска ГТУ в автономном режиме, мин	15*	20*

* Рекомендуемое значение.

Технические данные работы оборудования ПГУ под нагрузкой

Нижний предел регулировочного диапазона, % номинальной мощности ПГУ.....	50
Технический минимум нагрузки, % номинальной мощности ПГУ для следующих схем:	
одна ГТУ + одна ПТУ.....	50
две ГТУ + одна ПТУ.....	25
три ГТУ + одна ПТУ.....	17
четыре ГТУ + одна ПТУ.....	13
Скорость изменения нагрузки в пределах регулировочного диапазона, % номинальной мощности ПГУ/мин	10
Расчетное число циклов изменения нагрузки за срок службы ПГУ.....	10 000

Оборудование ПГУ (кроме ГТУ) должно быть рассчитано на общее количество остановов (пусков) за весь срок службы не менее 100 из холодного состояния, 1900 — из неостывшего и 8000 — из горячего. Ресурс до списания ГТУ должен быть не менее 5000 остановов (пусков) (либо 100 000 ч работы).

Парогазовые установки с КУ должны допускать сброс мощности с любого значения исходной нагрузки до нижнего предела регулировочного диапазона при подаче сигналов от регулятора частоты вращения и внешних схем управления со скоростью, определяемой быстродействием регулирования ПТ на сброс нагрузки. При этом нагрузка должна устанавливаться в соответствии с нагрузкой, заданной ПТ в послеаварийном режиме.

Дополнительные требования маневренности предъявляются и к КУ. Его конструкция должна допускать разгрузку на скользящем давлении в диапазоне от номинальной нагрузки до нижней границы регулировочного диапазона. Вместимость барабанов котла и кратность циркуляции в испарительных контурах следует выбирать с учетом набухания уровня при пуске установки без использования аварийного слива. Кратность циркуляции в зависимости от нагрузки и температуры наружного воздуха может составлять 5—50 кг/кг.

Газовый тракт КУ снабжают газовым шибером, обеспечивающим его плотное отключение от дымовой трубы при останове ГТУ.

Дополнительные требования предъявляются также к ПТ в тепловых схемах ПГУ. Например, системы обогрева фланцевых соединений цилиндров ВД и НД турбины следует выполнять без сторонних источников греющего пара и средств регулирования его параметров или расхода при пусках. Проточная часть цилиндров СД и НД турбины должна быть рассчитана на увеличенный расход пара из-за отсутствия регенерации и подвода пара из контуров СД и НД.

Конденсатор ПТ должен обеспечивать прием пара и воды при пусках, остановах и сбросах нагрузки ПГУ в соответствии с пропускной способностью пускосбросных устройств.

При применении безаэрационной тепловой схемы питательные насосы должны допускать не менее 200 циклов поступления холодного конденсата

в случаях сбросов нагрузки электрогенератора ПТ до нагрузки собственных нужд или холостого хода.

Парогенерирующие контуры высокого, среднего и низкого давления КУ в схеме ПГУ следует оснащать пускосбросными устройствами, пропускная способность которых рассчитывается на номинальную производительность контуров при номинальном давлении пара. Эти устройства должны быть запорно-дроссельного типа без отключающей запорной арматуры.

Пусковые схемы ПГУ с КУ должны отвечать изложенным выше требованиям и обеспечивать надежный и бесперебойный пуск и останов оборудования. В них должны быть предусмотрены пускосбросные устройства, расширители продувок, элементы, повышающие надежность арматуры трубопроводов при пусках и остановах, и др. На рис. 8.73 приведен пример пусковой схемы ПГУ-325 (АО ВТИ, ОАО «Институт Теплоэлектропроект», АО ЛМЗ). Непрерывная и периодическая продувки барабанов ВД и НД и аварийный слив из них котловой воды через дроссельные шайбы направляются в расширитель продувки. Из него пар поступает в деаэратор, а вода — в химводоочистку или на сброс.

Во избежание кипения воды в газовом подогревателе конденсата (ГПК) за ним устанавливают регулирующие питательные клапаны. Подобное техническое решение используется в экономайзере ВД, где клапаны применяются для регулирования уровня воды в барабане.

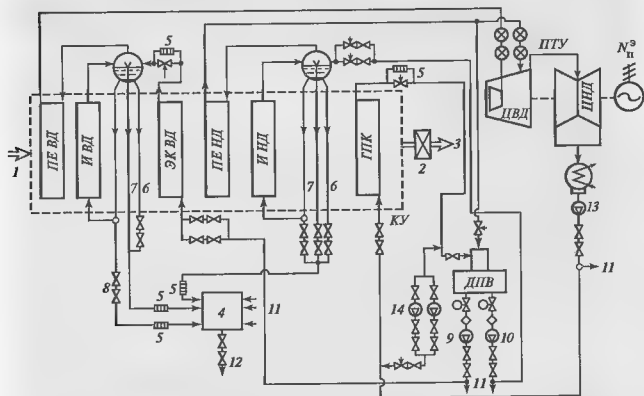


Рис. 8.73. Пусковая схема ПГУ-325

1 — вход выходных газов ГТУ в КУ; 2 — отсекий газовый шибер; 3 — уходящие газы КУ; 4 — расширитель продувки; 5 — дроссельные шайбы; 6 — непрерывная продувка барабанов котла; 7 — аварийный слив; 8 — периодическая продувка барабанов котла; 9 — питательный насос ВД; 10 — питательный насос НД; 11 — связь со вторым корпусом КУ; 12 — в химводоочистку; 13 — конденсатный насос; 14 — насосы рециркуляции конденсата

°C, %

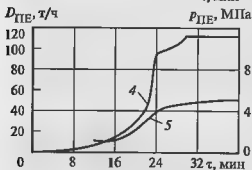
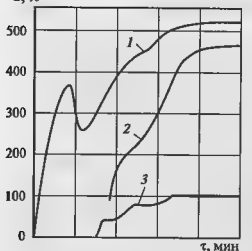


Рис. 8.74. Пуск парогазовой установки ТЭС Dragenwos (Бельгия)

1 — температура газов за газовой турбиной, °C; 2 — температура свежего пара за котлом, °C, 3 — нагрузка газовой турбины, %; 4 — паропроизводительность котла, т/ч; 5 — давление свежего пара, τ — продолжительность пусковых операций, мин

Схема пуска ПГУ с двухконтурным КУ показана на рис. 8.74. Генерация пара в КУ начинается с момента пуска ГТ и осуществляется при скользящем давлении. К моменту набора ГТ полной нагрузки паропроизводительность котла, температура и давление свежего пара достигают своих номинальных значений.

Котлы-утилизаторы барабанного типа с многократной принудительной циркуляцией подвержены значительному изменению температуры выходных газов ГТУ во время пуска и набора нагрузки установки, и это приводит к существенным изменениям уровня воды в барабане и большим температурным градиентам в стенках барабанов.

В котлах-утилизаторах двух давлений возникает проблема согласования регулирования уровня и давления в обоих барабанах. Резкие и значительные колебания давления в барабане НД могут привести к останову ПГУ из-за срабатывания предохранительных клапанов и нарушения питания контура ВД. Повышение давления в барабане НД устраняется системой регулирования, которая воздействует на питательный насос и обеспечивает давление ниже уставки срабатывания.

При снижении паровой нагрузки КУ (во избежание кипения в экономайзере) через него прокачивается вода (расход, близкий к номинальному), а избыток воды из барабана сбрасывается в расширитель. В двухконтурном КУ избыток воды из барабана ВД сбрасывается в барабан НД. Это обстоятельство усложняет регулирование уровня и давления, особенно в барабане НД.

Пуск дубли-блочной ПГУ с двухконтурным КУ — достаточно сложная задача. Характеристики штатных пусков после 2-часового (рис. 8.75), после 48-часового простоя (рис. 8.76) и из холодного состояния (рис. 8.77) приведены в зависимости от температурного состояния оборудования, т.е. от времени простоя. Продолжительность пусков при этом изменяется от 2 до 3 ч. Во всех случаях осуществляется пропуск определенного количества пара через байпасы пускосбросного устройства. Продолжительность работы байпасов тем больше, чем длительнее пуск. Подобные характеристики пусков после горячего и холодного состояния для одновальной ПГУ мощностью 250 МВт приведены на рис. 8.78 и 8.79.

В качестве примера в табл. 8.18 приведены пусковые характеристики одновальных ПГУ с ГТУ типа MS7001E (General Electric — Hitachi) по данным эксплуатации шести таких энергоблоков на ТЭС Shin-Oita (Япония), где использованы более современные энергетические ГТУ типа F7FA (General Electric).

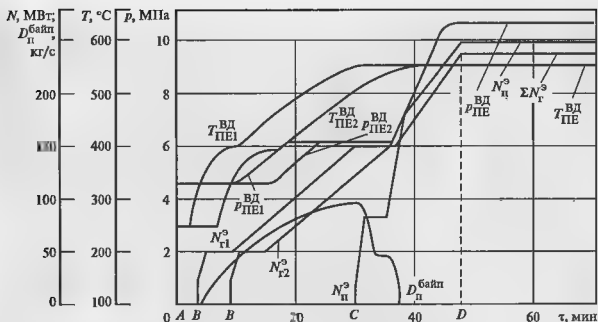


Рис. 8.75. Пусковые характеристики дубль-блочной ПГУ с двухконтурным КУ (пуск из горячего состояния, $\tau_{\text{пр}} \leq 2$ ч)

N_{g1} , N_{g2} — электрическая мощность 1-й и 2-й ГТУ; N_n — электрическая мощность ПТУ, $P_{ПЕ1}^{\text{ВД}}$, $P_{ПЕ2}^{\text{ВД}}$ — давление пара ВД в КУ-1 и КУ-2; $D_{\text{П}}^{\text{байп}}$ — расход пара через байпасный паропровод ПТУ; $T_{ПЕ1}^{\text{ВД}}$, $T_{ПЕ2}^{\text{ВД}}$ — температура пара ВД в КУ-1 и КУ-2, А — пуск ГТУ; В — синхронизация электрогенераторов ГТУ, С — синхронизация электрогенератора ПТ; D — номинальная электрическая нагрузка ПТУ; τ — продолжительность пусковых операций

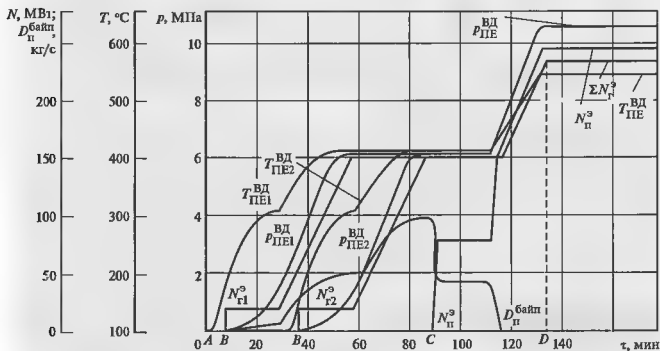


Рис. 8.76. Пусковые характеристики дубль-блочной ПГУ с двухконтурным КУ (пуск из холодного состояния, $\tau_{\text{пр}} \leq 48$ ч). Обозначения см. рис. 8.75

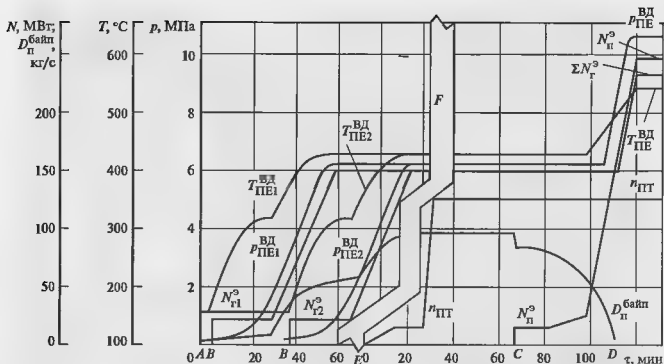


Рис. 8.77. Пусковые характеристики дубль-блочной ПГУ с двухконтурным КУ (пуск из холодного состояния)

Обозначения см. на рис. 8.75, $n_{ПТ}$ — частота вращения ротора ПТ, E — пуск ПТ; F — время выдержки параметров ГТУ и КУ

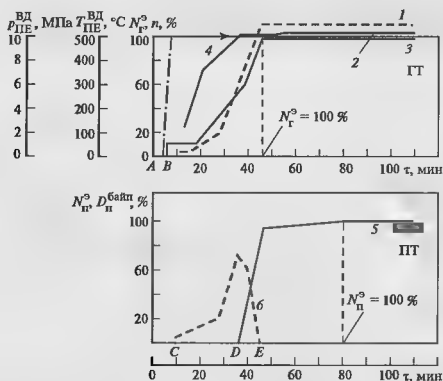


Рис. 8.78. Нормальный (штатный) пуск одноблочной ПГУ с КУ мощностью 250 МВт из горячего состояния

1 — $p_{ПЕ}$; 2 — $T_{ПЕ}$; 3 — $N_{Г}^2$; 4 — частота вращения ротора установки n ; 5 — $N_{п}^2$; 6 — $D_{п}^{байп}$; A — пуск ГТУ; B — синхронизация ГТУ и электрогенератора, C — открытие байпасного паропровода ПТУ; D — синхронизация ПТ и электрогенератора с помощью самозащепляющейся (расцепной) муфты (см. рис. 8.15, б), E — закрытие байпасного паропровода ПТУ; τ — продолжительность пусковых операций

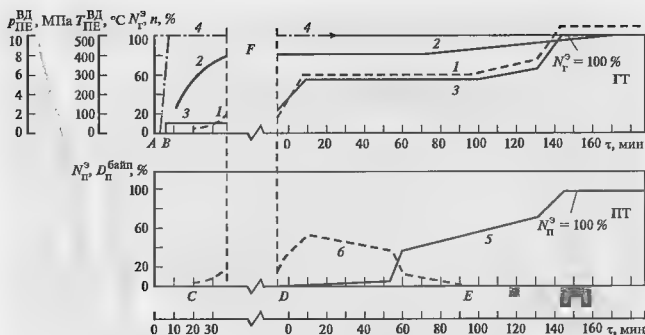


Рис. 8.79. Нормальный (штатный) пуск одновальной ПГУ с КУ мощностью 250 МВт из холодного состояния

Обозначения см. на рис. 8.78; F — время выдержки

Таблица 8.18. Пусковые характеристики ПГУ с КУ ТЭС Shin-Oita (Япония)

Время простоя перед пуском	Время			Общее время, мин
	от пуска ГТУ до синхронизации, мин	от синхронизации ГТУ до подвода пара к паровой турбине, мин	от подвода пара к ПТ до конца пуска, мин	
8 ч	20	12	18	50
32 ч	43	0	47	90
Холодный пуск	126	0	184*	310*

* Включая прогрев ПТ.

8.7. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫМИ ПРОЦЕССАМИ ПГУ С КУ

По мере развития ТЭС отдельные части технологического оборудования становились более совершенными, а ТЭС более комплексными. В этих обстоятельствах особое значение приобрели контрольно-измерительная аппаратура и управляющие устройства. Стремительное развитие систем автоматизированного управления и регулирования, компьютерной техники и микроэлектроники открыло новые возможности для повышения рентабельности и экологичности энергетических установок, а вместе с тем и их надежности и безопасности.

Обслуживание современных ПГУ осуществляется с помощью единого программно-технического комплекса АСУ ТП. В состав комплекса входят:

измерительные устройства (датчики);

приборы управления массовыми потоками;

собственно система АСУ ТП для выполнения задач регулирования, управления, контроля и автоматизации;

щит управления, реализующий функции индикации и взаимодействия с оператором в системе АСУ ТП и решающий задачи эксплуатационного и эргономического профиля.

Полная автоматизация газотурбинных и парогазовых установок обеспечивает их надежную работу и оптимальное использование расходуемого топлива. С помощью средств контроля и управления на базе ЭВМ оперативный персонал ведет технологический процесс. На стене в помещении щита управления перед операторами обычно размещена мнемосхема установки, которая оснащена резервированными функциональными модулями и подгруппами, устройствами для контроля промежуточных и общего технологических контуров, индикаторами и сигнализаторами состояния оборудования и его защиты.

Различные фирмы и организации предлагают на энергетическом рынке свои системы управления ПГУ с КУ. На Северо-Западной парогазовой ТЭЦ в Санкт-Петербурге фирма Siemens внедрила автоматизированную систему управления технологическим процессом типа TELEPERM ME, конфигурация которой приведена на рис. 8.80.

Данная АСУ ТП может выполнять все функции, необходимые для автоматизации технологических процессов: учет и обработку технологических данных, регулирование и управление, расчеты и оптимизацию. При этом осуществляются контроль, вывод сообщений, обслуживание и наблюдение

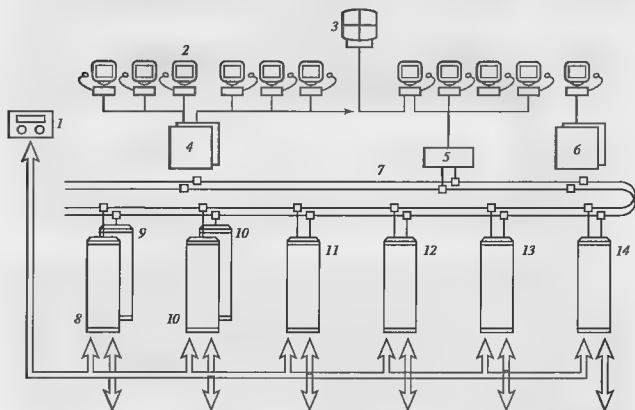


Рис. 8.80. Конфигурация АСУ ТП для Северо-Западной ТЭЦ в Санкт-Петербурге (TELEPERM ME, Siemens)

1 — традиционное оборудование управления; 2 — монитор управления процессом; 3 — три крупномасштабных экрана; 4 — система управления и контроля (OS265-6); 5 — шлюз связи; 6 — устройство структурирования (PSWS30); 7 — шинная система с горизонтально-вертикальной структурой (CS275), 8 — система автоматизации ПГУ (AS220EHF), 9—14 — системы автоматизации (AS220EA) соответственно КУ, ПГУ, пароводяного цикла ПГУ, системы теплофикации, электрооборудования

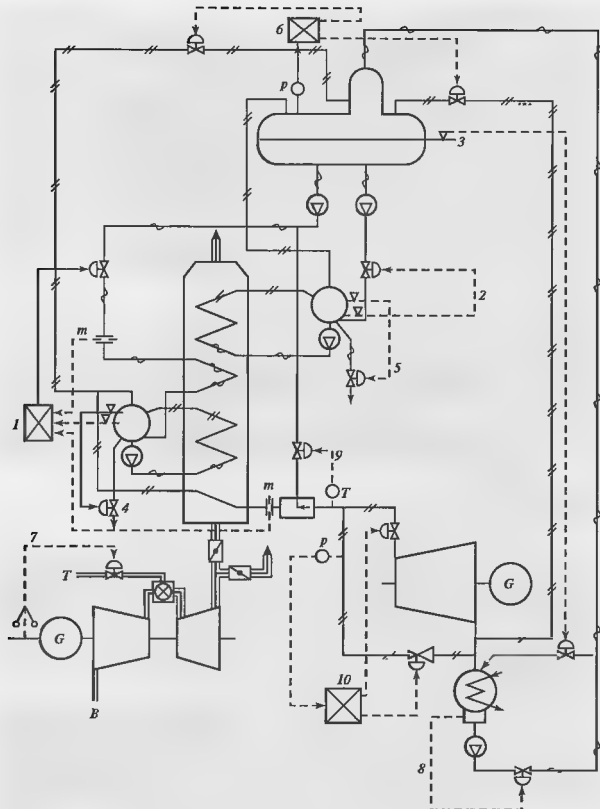


Рис. 8.81. Схема регуляторов автоматического управления технологического процесса ПГУ с КУ двух давлений

1 — трехимпульсный регулятор уровня в барабане котла ВД; 2 — одноимпульсный регулятор уровня в барабане НД; 3 — регулятор уровня в баке ДПВ; 4 — регулятор аварийного слива барабана ВД; 5 — то же барабана НД; 6 — регулятор давления пара в ДПВ; 7 — регулятор мощности; 8 — регулятор уровня в конденсаторе ПТ; 9 — регулятор температуры перегретого пара ВД; 10 — регулятор давления пара ВД на входе в ПТ и в байпасе сброса пара в конденсатор; p — измерение давления; T — измерение температуры; m — измерение расхода среды; V — измерение уровня; — — — пар; — — — вода

за технологическим процессом в диалоговом режиме с использованием мониторов и компактной щитовой техники. В схеме использована система автоматизации AS200EA, имеющая модульную конструкцию и предназначенная для автоматизации процессов. Через шинную систему CS275 система AS220EA поддерживает связь с остальными системами автоматизации, с устройством структурирования PSWS30 и системой обслуживания и наблюдения, управления и контроля OS265-6. Принцип работы автоматизации AS220EA определяется функциональными и сигнальными блоками. Все задачи автоматизации решаются децентрализованно функциональными блоками, работающими автономно. Для каждого применяемого в системе AS220EA функционального и сигнального блока имеются блоки интерфейсов. Они выполняют следующие функции:

- организацию обмена данными с системой обслуживания и наблюдения OS;
- формирование телеграмм от блока к блоку;
- подготовку всех сигналов в накопителе передачи.

Проектирование и изготовление таких АСУ ТП осуществляются российско-германским предприятием ЗАО «Интеравтоматика».

Схема автоматических регуляторов, используемых для управления работой отдельных узлов ПГУ с КУ, в качестве примера показана на рис. 8.81.

Состояние узловых элементов оборудования ПГУ в каждый отдельный момент определяется с помощью системы диагностики — неотъемлемой части АСУ ТП.

8.8. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПГУ С КУ

Большой опыт проектирования ПГУ с КУ имеется не только у зарубежных фирм, но и у российских проектных организаций и институтов: ОАО «Институт Теплоэлектропроект», ОАО «Мосэнергопроект», ОАО «ВНИПИ Энергопром», ОАО ВТИ, ОАО НПО ЦКТИ. Ими были выполнены проекты целого ряда парогазовых установок: ПГУ-450, ПГУ-325, ПГУ-46, ПГУ-27 и др. В них использованы ГТУ типов ГТЭ-110 (НПО «Машпроект», АО «Рыбинские моторы»), V94.3A (Siemens), V94.2 (АО ЛМЗ, Siemens), АЛ-31СТЭ (АО «А. Люлька—Сатурн»), GT8C (ABB—«Невский») и др.

На рис. 8.82 приведена принципиальная компоновка энергоблока ПГУ-325 (ОАО «Институт Теплоэлектропроект»), в которой использованы две ГТУ типа ГТЭ-110 с электрогенераторами типа ТФГ-110 с воздушным охлаждением (АО «Электросила»), два двухкорпусных КУ типа П-88 (АО «Подольский машиностроительный завод»), одна паровая турбина К-110-6,5 (АО ЛМЗ) с электрогенератором типа ТФП-110 с воздушным охлаждением (АО «Электросила»).

Основные принципы компоновки энергоблока ПГУ-325:

поперечное расположение ГТУ в отдельном трехпролетном газотурбинном отделении (12 + 12 + 15 м);

паротурбинная установка и КУ расположены в отдельном (едином для нескольких энергоблоков) однопролетном (33 м) котлотурбинном отделении; ячейка энергоблока составляет 108 м.

Данное компоновочное решение не является оптимальным.

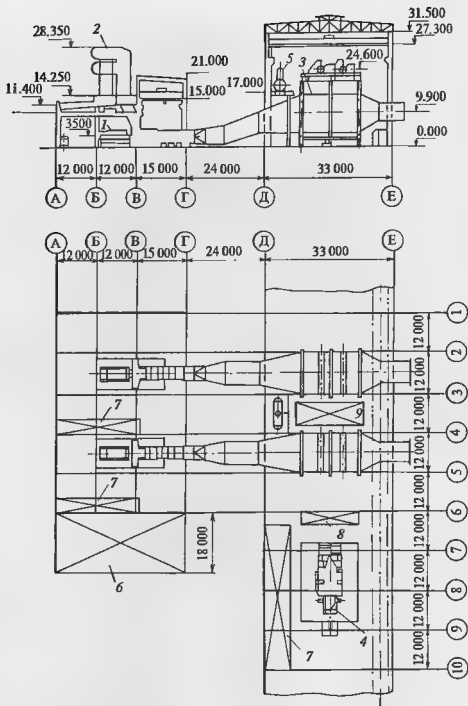


Рис. 8.82. Принципиальная компоновка энергоблока ПГУ-325

1 — газотурбогенератор типа ГТЭ-110, 2 — воздухоочистительное устройство; 3 — КУ, 4 — паротурбогенератор; 5 — деаэрактор, 6 — здание блочного щита управления и распределительное устройство собственных нужд; 7 — электротехнические помещения; 8 — пускосбросные устройства, 9 — зона размещения питательных насосов ВД и НД

Оптимальную компоновку имеют одновальные ПГУ, в которых удастся наиболее компактно расположить основное и вспомогательное оборудование. Пример такой компоновки для ПГУ типа GUD2.94.3A (Siemens) приведен на рис. 8.83—8.85. Аналогичные технические решения приняты при компоновке энергоблоков ПГУ с КУ типа STAG 107FA (General Electric).

Пример генплана тепловой электростанции с парогазовыми энергоблоками для ТЭС Рака (Малайзия) общей мощностью 1212 МВт приведен на рис. 8.86. В тепловой схеме ее энергоблоков использованы ГТУ V94.2 (Siemens) на

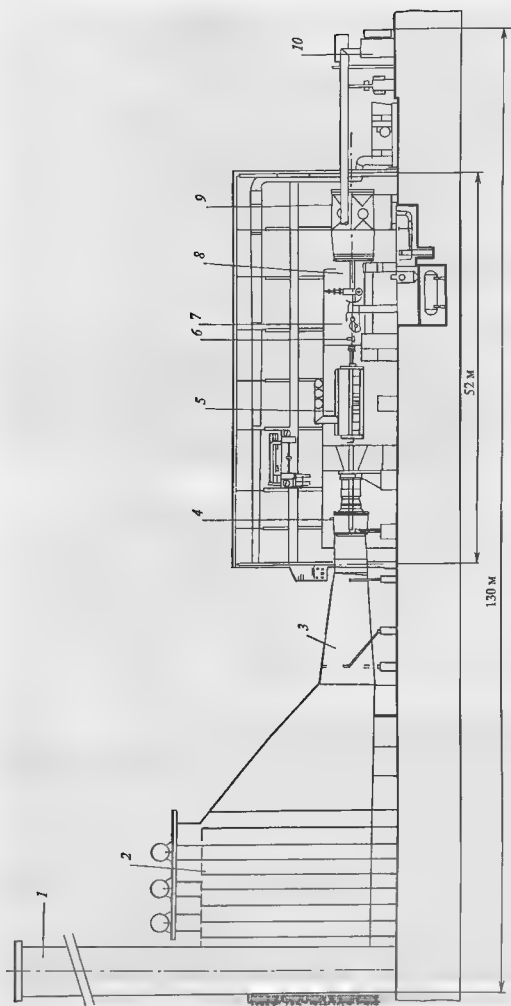


Рис. 8.83. Компонировка главного корпуса однофазной ПГУ мощностью 385 МВт с горизонтальным КУ (Siemens). Продольный разрез
 1 — дымовая труба; 2 — КУ; 3 — диффузор; 4 — ГТУ; 5 — электрогенератор; 6 — синхронизационная муфта; 7 — ПТ ЧВД; 8 — паровая турбина
 ЧСД + ЧНД; 9 — конденсатор; 10 — силовой трансформатор

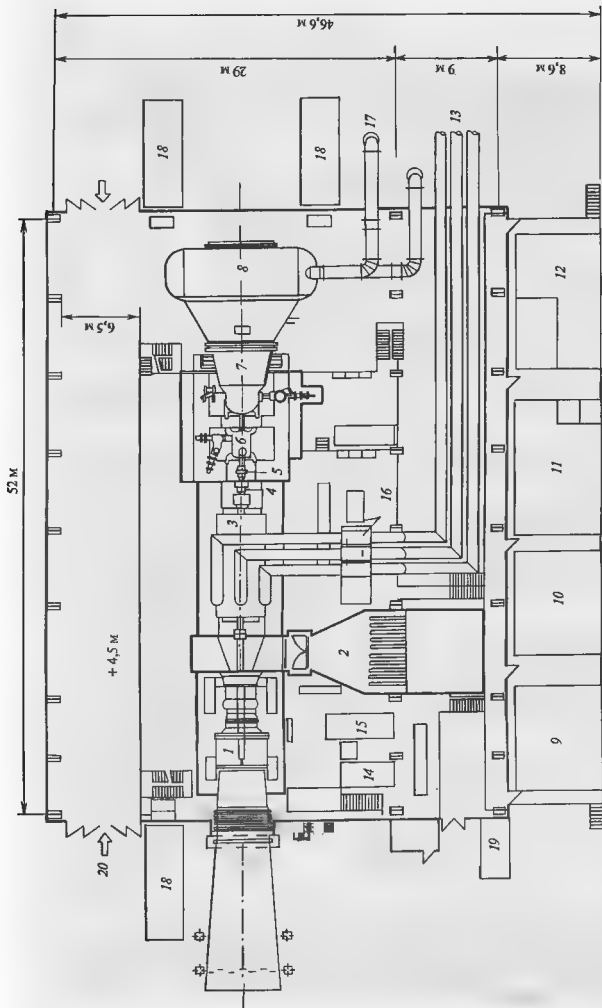


Рис. 8.84. Компонировка главного корпуса одновальной ПГУ мощностью 385 МВт с горизонтальным КУ (Siemens). Вид сверху

1 — газовая турбина; 2 — забор воздуха; 3 — генератор; 4 — воздушительное устройство; 5 — муфта; 6 — турбина ВД; 7 — турбина СД/НД; 8 — конденсатор; 9 — модуль оборудования АСУ ТП; 10 — модуль распределительного устройства (РУ) высокого напряжения; 11 — модуль РУ среднего напряжения; 12 — трансформатор низкого напряжения; 13 — токопроводы генератора; 14 — узел топливного газа; 15 — узел жидкого топлива; 16 — пусковой преобразователь; 17 — циркуляционные трубопроводы; 18 — вентиляционное оборудование; 19 — аварийный дизель; 20 — зона разгрузки погрузки (проезд)

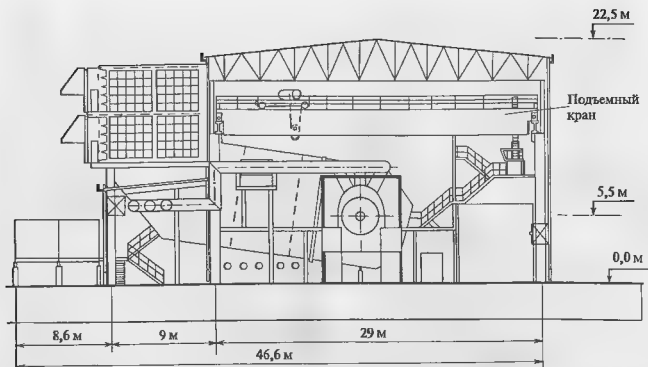


Рис. 8.85. Компоновка главного корпуса одновальной ПГУ мощностью 385 МВт (Siemens). Поперечный разрез

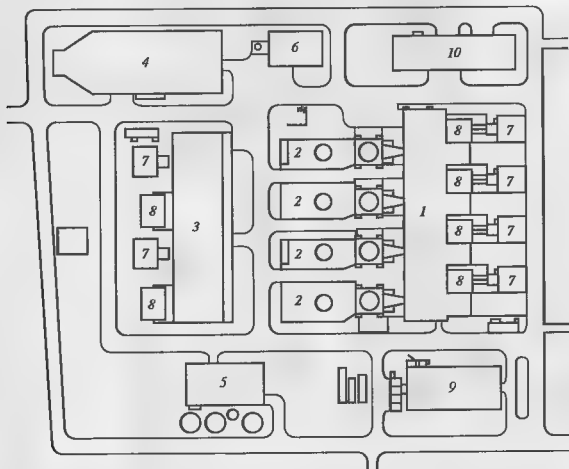


Рис. 8.86. Генплан парогазовой ТЭС с КУ (ТЭС Рака, Малайзия, Siemens)

1 — здание ГТ, 2 — котельная/байпасная труба; 3 — здание ПТ, 4 — здание насосной станции охлаждающей воды; 5 — установка водоподготовки; 6 — опреснительная установка; 7 — трансформаторы станции; 8 — контейнер АСУ ТП, 9 — здание блоков щита управления; 10 — мастерские и склады

природном газе, вертикальные КУ барабанного типа с принудительной циркуляцией (Deutsche Babcock), ПТУ типа Е-30-16-Л1х6,3 с осевым отводом пара и поверхностным конденсатором.

В проектах ПГУ ТЭС должно быть предусмотрено бесперебойное круглогодичное снабжение природным газом по двум независимым магистралям. Аварийным может служить жидкое газотурбинное топливо. Эксплуатация ПГУ-ТЭС на жидком топливе снижает ее экономичность.

Установка ГТУ и ПГУ на электростанциях целесообразна, если с момента начала проектирования до сдачи объекта «под ключ» проходит не более двух лет, что позволяет оправдать использованные кредитные средства.

8.9. ТЕХНИЧЕСКОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ С ПГУ

На паросиловых ТЭС в конденсатор ПТ поступает до 2 кг отработавшего пара на 1 кВт·ч произведенной электроэнергии. Это значение примерно вдвое больше на атомных электростанциях [$d_k \approx 4$ кг/(кВт·ч)]. В обоих случаях на ТЭС обычно используют поверхностные конденсаторы и различные системы технического водоснабжения (прямоточные, оборотные с градирнями или прудом-охладителем).

В ПГУ с КУ доля отработавшего пара в конденсаторах ПТУ по отношению к электроэнергии, вырабатываемой всей ПГУ, значительно ниже вследствие особенностей технологического процесса и составляет $d_k = 1\text{—}1,2$ кг/(кВт·ч). Это обстоятельство в ряде случаев позволяет на ТЭС применять воздухоохлаждаемые конденсаторы (ВК), что упрощает проектирование и строительство электростанций, ускоряет их ввод в эксплуатацию. Такие решения встречаются достаточно часто в практике строительства парогазовых ТЭС.

Для воздушных конденсаторов практически не нужна вода, и они хорошо вписываются в генплан электростанции.

Различают следующие типы ВК:

а) воздушные конденсаторы с сухими охлаждаемыми поверхностями прямого охлаждения (трубки с наружным оребрением) (рис. 8.87, а);

б) воздушные конденсаторы с сухими охлаждаемыми поверхностями непрямого охлаждения (трубки с наружным оребрением, расположенные в градирне) (рис. 8.87, б);

в) воздушные конденсаторы с мокрыми охлаждаемыми поверхностями.

Основным элементом ВК служит конденсатор воздушного охлаждения (КВО) (рис. 8.88). При его проектировании стремятся обеспечить:

одинаковые скорости воздушного потока по длине трубок;

конденсацию одинакового количества отработавшего пара в отдельных трубках КВО;

одинаковое гидравлическое сопротивление по паровой стороне трубок КВО;

одинаковое давление конденсации в конце процесса.

В действительности, скорости воздуха в поперечном сечении КВО неодинаковы: имеет место искривленный профиль скоростей воздуха возле вентиляторов. Из-за неравномерного расхода пара по трубкам давление конденсации в

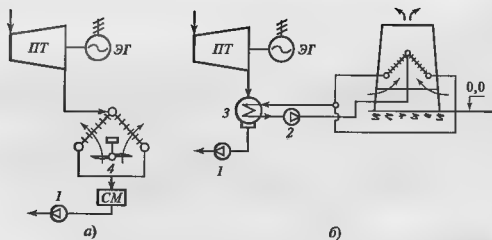


Рис. 8.87. Схемы воздушных конденсаторов с сухими неохлаждаемыми поверхностями (трубки с наружным оребрением)

а — прямого охлаждения; *б* — непрямого охлаждения (трубки расположены в градирне); 1 — конденсатный насос; 2 — циркуляционный насос; 3 — поверхностный конденсатор; 4 — вентилятор; СМ — смеситель

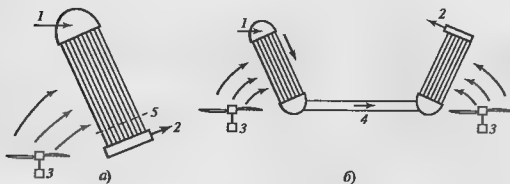


Рис. 8.88. Конденсаторы воздушного охлаждения

а — одноступенчатый, *б* — двухступенчатый, 1 — подвод пара, 2 — отвод конденсата; 3 — воздушные вентиляторы; 4 — двухфазная среда; 5 — зона, опасная для заморзания конденсата

этих трубках неодинаково. Разное давление конденсата на выходе объясняется увеличением скорости воздуха от первого к последнему ряду трубок из-за аэродинамического сопротивления. Избежать этого в определенной степени помогает применение более сложной схемы двухступенчатого КВО.

Использование ВК связано с определенными проблемами. В жаркое время года они значительно хуже обеспечивают поддержание вакуума, что приводит к снижению экономичности и потере около 1/3 мощности ПГУ. При некоторой предельно высокой температуре наружного воздуха ($T_{н.в} \geq 24-30^\circ\text{C}$) установка приходится останавливать.

В холодный период работы ПГУ из-за обледенения части труб нарушается циркуляция пара в КВО. Если на это вовремя не отреагировать, то через несколько часов возможна разморозка его трубок, что затем потребует длительного ремонта установки.

Для воздушных конденсаторов необходимо соответствующее обслуживание редукторов, вентиляторов, электродвигателей и др. Их нецелесообразно применять на ПГУ, работающих в пиковом режиме.

Чистота трубок КВО имеет большое значение. Через определенные интервалы времени, обычно ночью, их очищают от осевшей на них пыли, используя водяную обдувку. Эта операция связана с остановом энергоблока на достаточно длительный промежуток времени для необходимого охлаждения трубок перед промывкой.

Для предотвращения обледенения трубок КВО ВК очень важен контроль за присосами воздуха в систему. Возможно образование локальных воздушных пробок, мешающих нормальному течению пара и в итоге приводящих к замерзанию трубок, поэтому тщательно контролируют расход воздуха через систему эжекторов (рис. 8.89).

Для ВК используются конструкции с изменяющимся шагом лопаток вентиляторов (зимний и летний варианты). Чем меньше диаметр применяемых вентиляторов, тем ниже высота конструкции конденсатора, но тем больше число этих вентиляторов.

Электродвигатели и клиноременные передачи приводов вентиляторных колес смонтированы под трубными пучками КВО, что облегчает их монтаж и ремонт. Колеса обычно алюминиевые или пластмассовые. Вентиляторы снабжены выключателями для аварийного отключения при возникновении вибрации, все электрооборудование взрывозащищенное.

Пучки КВО собраны из трубок с наружным оребрением. Гладкая часть трубок выполнена из углеродистой стали, а оребрение — из алюминия. Максимально допустимая температура 250 °С, длина трубок до 12 м, в пучке КВО от трех до восьми трубок в зависимости от теплового расчета и принятой схемы.

Сравнивая системы технического водоснабжения с испарительными градирнями с сухими воздухоохлаждаемыми конденсаторами, необходимо отметить, что градирни характеризуются меньшими удельными капиталовложениями и лучшими показателями работы ТЭС в жаркую погоду. Воздушные конденсаторы, как уже было сказано, практически не потребляют охлаждающей воды. При их эксплуатации не существует проблемы образования облака влажного воздуха, загрязняющего окружающую среду.

В качестве компромисса возможно применение системы с *параллельной конденсацией* теплоты отработавшего в паровых турбинах пара. При параллельной конденсации этот пар направляется одновременно в систему воздушного конденсатора и в поверхностный конденсатор (рис. 8.90). Образовавшийся в них конденсат собирается в общем конденсатосборнике, выполняемом заодно с поверхностным конденсатором. Количество пара, поступающего в каждый из конденсаторов, в любой момент времени зависит от параметра наружного воздуха, нагрузки ТЭС и наличия охлаждающей воды, добавляемой в систему. Оба конденсатора (поверхностный и воздушный) работают постоянно при почти одинаковом давлении конденсации.

Изменение температуры наружного воздуха приводит к перераспределению нагрузки между конденсаторами. При понижении этой температуры зимой конденсационная нагрузка смещается к сухому конденсатору, и его нагрузка

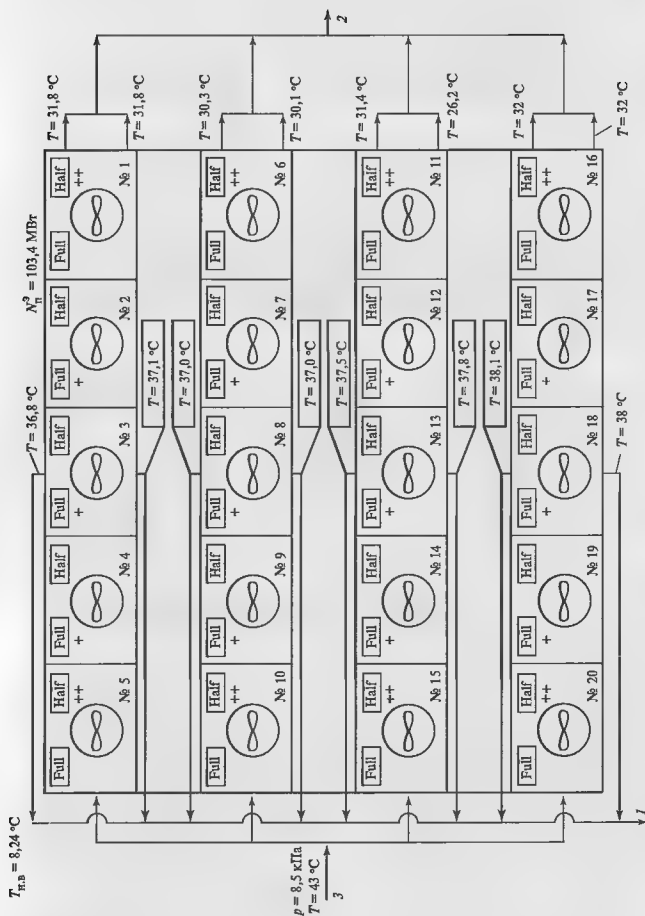


Рис. 8.89. Схема БК ПТ мощностью 100 МВт ПГУ с КУ

1 — конденсат пара; 2 — к воздушным эжекторам; 3 — пар из ЦНД ПТ; Full — работа на полную мощность (+); Half — работа с половиной нагрузки вентиляторов (++)

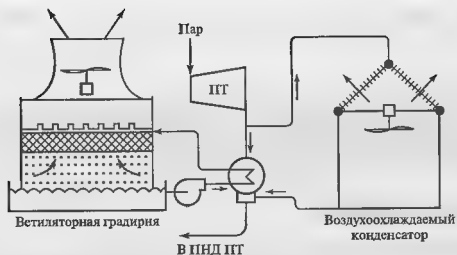


Рис. 8.90. Система технического водоснабжения с параллельной конденсацией

возрастает. При достижении оптимального давления производительность поверхностного конденсатора автоматически снижается до его отключения.

В теплое время года тепловая нагрузка автоматически переходит к поверхностному конденсатору с удержанием давления на требуемом по условиям экономичности уровне. Вместе с тем часть теплоты отработавшего пара продолжает отводиться через ВК даже в самую жаркую погоду. Это позволяет экономить охлаждающую воду и ограничивает размеры системы с поверхностным конденсатором.

Контрольные вопросы

1. Объясните понятие «степень бинарности ПГУ с КУ».
2. Почему переход в ПГУ от одноконтурного к двухконтурному паровому циклу повышает ее экономичность?
3. Как и почему влияет увеличение начальной температуры газов $T_{нт}$ ГТУ на показатели экономичности ПГУ с КУ?
4. Как формируются поверхности нагрева КУ и чем объясняются их особенности?
5. Что ограничивает температуру конденсата на входе в КУ?
6. Что определяет специфику конструктивной схемы газовых турбин ПГУ с КУ?
7. Какое влияние оказывают температурные напоры на холодном конце испарителей в КУ на показатели ПГУ?
8. Объясните причины применения дожигания топлива в КУ и его влияние на показатели ПГУ.
9. Почему применяют промежуточный перегрев пара в тепловой схеме парового цикла ПГУ с КУ?
10. Какие способы используются для регулирования электрической нагрузки ПГУ с КУ?
11. Почему на ПГУ с КУ часто применяют воздушные конденсаторы пара паровых турбин?

Глава девятая

КОМБИНИРОВАННАЯ ВЫРАБОТКА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ТЕПЛОТЫ НА ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВКАХ С КОТЛОМ-УТИЛИЗАТОРОМ. ПАРОГАЗОВЫЕ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛИ

9.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Идея централизованного теплоснабжения возникла в ходе развития электрификации. Предложение использовать частично отработавший в паровых турбинах пар для нужд тепловых потребителей было неожиданным и до гениальности простым — достигалась значительная экономия топлива. Первая теплоэлектроцентраль (ТЭЦ) была открыта в 1882 г. в Нью-Йорке, а уже в 1888 г. такая же ТЭЦ заработала в Москве. Со временем крупный город становился сложнейшим организмом, пронизанным многокилометровыми сосудами теплосетей.

Централизованное снабжение населенных пунктов теплотой с использованием комбинированной выработки электроэнергии и теплоты на теплоэлектроцентралях называют *теплофикацией*.

Широкое применение получили паросиловые ТЭЦ, в которых часть пара регулируемых отборов направляется в сетевую теплофикационную установку паровой турбины. Чем больше пара используется для теплофикации, тем выше эффективность комбинированной выработки (*когенерации*). В итоге эта эффективность определяется общим выигрышем в топливе по сравнению с раздельной выработкой того же количества теплоты и электрической энергии в районных котельных и на конденсационных ТЭС. Сложнее оценка себестоимости теплоты и электроэнергии там, где используются различные способы разделения топлива между видами энергии на ТЭЦ, учитываются состояние топливного и энергетического рынка, политика цен, социальные и экологические факторы и т.п.

Сжигание топлива на ТЭЦ в комбинированном цикле существенно уменьшает выбросы NO_x и CO в атмосферу по сравнению с раздельным производством теплоты и электроэнергии.

В последние годы проявляются тенденции снижения эффективности теплофикации, чему способствует ряд причин:

уменьшение экономии от централизации теплофикации из-за увеличения КПД котельных, почти повсеместно переходящих с угля на сжигание природного газа, повышение эффективности выработки электроэнергии на КЭС;

изношенность и техническая отсталость теплотехнического оборудования ТЭЦ при невысокой удельной выработке электроэнергии на тепловом потреблении;

повышение аварийности теплотрасс, низкая надежность теплоснабжения, рост затрат на ремонтные работы. Наличие существенных потерь теплоты (до 20 %) в тепловых сетях вследствие плохой изоляции и других причин;

отсутствие контрольно-измерительной техники, фиксирующей использование теплоты потребителями и регулирование температуры воздуха в отдельных помещениях;

повышение стоимости электроэнергии и теплоты, вырабатываемой на ТЭЦ, из-за платы за землю, воду, за ущерб от выбросов вредных веществ, за получение кредита банкам (проценты), инвестиций и пр.

Перечисленные проблемы разрешимы, и решение их может существенно повысить эффективность теплофикации. Оно должно быть приоритетным направлением в развитии энергетики в России, позволяющим экономить органическое топливо, улучшать экологическую обстановку в населенных пунктах, решать ряд социальных проблем. Во многом эту задачу можно решить, заменяя устаревшее оборудование паросиловых ТЭЦ, используя газотурбинную и парогазовую технологию.

Идеальные термодинамические циклы парогазовых теплофикационных установок приведены на рис. 9.1, а и б. На них отражено принципиальное отличие этих циклов от аналогичных для паросиловых ТЭЦ. Применение теплофикации в схемах ПГУ не изменяет работу газовой ступени цикла, но заметно уменьшает полезную работу в паровой ступени. Теплота отработавшего пара не теряется в конденсаторе, а передается тепловым потребителям, что позволяет экономить топливо в энергосистеме. Образцовые циклы теплофикационных ПГУ изображены на рис. 9.1, в и г. Они отражают объективность процессов, в которых (в отличие от идеальных) невозможно



Рис. 9.1. Идеальные парогазовые циклы теплофикационных установок (а и б) и образцовые циклы теплофикационных парогазовых установок (в и г)

а — с отдачей теплоты на технологические нужды; б — с отдачей теплоты для подогрева сетевой воды; в — с отдачей теплоты на технологические нужды; г — с многоступенчатым отводом теплоты для подогрева сетевой воды; L_r , L_n — полезная работа газовой и паровой ступеней ПГУ; Q_n , $Q_{от}$ — отпуск теплоты с технологическим паром и на отопительные нужды; Q_{yx} — потеря теплоты с уходящими газами ГТУ

осуществить изотермический подвод теплоты при определенной начальной температуре.

Термодинамическую эффективность теплофикационных циклов невозможно оценить их термическим КПД. Для этой цели используют удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении $\mathcal{E}_T$ (труды А.И. Андрищенко, В.Я. Рыжкина, Е.Я. Соколова и др.):

$$\mathcal{E}_T = (\mathcal{E} - \Delta\mathcal{E}_{\text{с.н}}) / \Sigma Q_T, \quad (9.1)$$

где $\mathcal{E}$ — выработка электроэнергии на тепловом потреблении; $\Delta\mathcal{E}_{\text{с.н}}$ — потребление электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ; ΣQ_T — количества отпускаемой на ТЭЦ теплоты внешним потребителям.

Величина $\mathcal{E}_T$ — величина относительная. Чтобы выразить ее в единицах теплоты (калория или джоуль), нужно умножить относительное значение $\mathcal{E}_T$ на 1163 кВт·ч/Гкал или 278 кВт·ч/ГДж соответственно. Как видно из рис. 9.1, если теплота отработавших газов ГТУ полностью используется в паровой ступени ПГУ, то вся электроэнергия в этой установке вырабатывается комбинированным способом.

Обычно применяют два типа парогазовых теплофикационных установок с КУ: парогазовые ТЭЦ и газотурбинные ТЭЦ. Их простейшие тепловые схемы приведены на рис. 9.2. Теплота выходных газов ГТУ на ГТУ-ТЭЦ используется в КУ или в газодводяном теплообменнике для отпуска теплоты (рис. 9.2, а). На парогазовых ТЭЦ возможно применение как турбин с противодавлением (рис. 9.2, б), так и паровых турбин типа КО (с конденсатором и сетевой теплофикационной установкой).

Особенность когенерации в электроэнергетике заключается в том, что в силу технологического процесса на ТЭЦ электроэнергия служит основой производства, а теплота, отпускаемая потребителю, — дополнительным про-

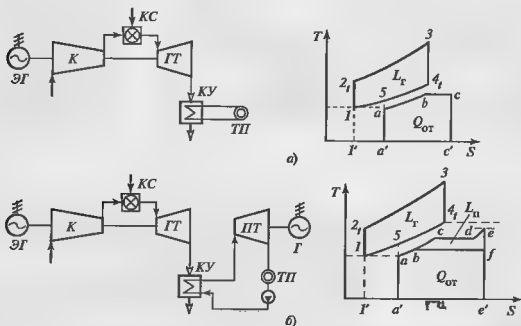


Рис. 9.2. Простейшие тепловые схемы и термодинамические циклы в T, s -диаграмме
 а — простейшей ГТУ-ТЭЦ; б — простейшей ПГУ-ТЭЦ (обозначения на рис. 9.1), КУ — котел-утилизатор; ТП — тепловой потребитель; К — компрессор; КС — камера сгорания

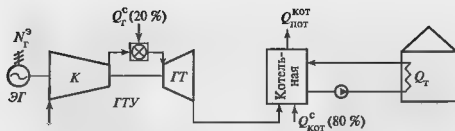


Рис. 9.3. Теплогенерирующая установка с производством электроэнергии на базе выработки теплоты

K — компрессор, $ГТ$ — газовая турбина; $ЭГ$ — электрогенератор; $Q_т$ — потребитель теплоты; $Q_{пот}^{кот}$ — потери теплоты топлива в котельной; $Q_{кот}^c$ — теплота топлива, сжигаемого в котельной

дуктом. Увеличение отпуска теплоты улучшает показатели экономичности теплоэлектроцентралей. Ряд факторов ограничивает такую комбинированную выработку электроэнергии и теплоты. Прежде всего, это полная зависимость показателей ТЭЦ от наличия потребителей теплоты в зоне расположения электростанции. По этой причине когенерация не реализуется на ряде крупных ТЭС и АЭС. Кроме того, среднегодовой с учетом режимов коэффициент использования теплоты топлива

$$\eta_{и\tau} = (N_g + Q_t) / Q_G^c, \quad (9.2)$$

широко используемый в России и за рубежом показатель оценки эффективности комбинированной выработки, не превышает на ТЭЦ значения 0,8. КПД котельных, отпускающих теплоту потребителям, достигает 92 %, и поэтому вырабатываемая на ТЭЦ теплота может оказаться неконкурентоспособной.

В связи с этим в ряде случаев при когенерации находит применение подход, при котором теплогенерирующую установку (например, районную котельную) надстраивают энергетическим тепловым двигателем (газотурбинной установкой, двигателем внутреннего сгорания), и выходные газы этих двигателей сбрасываются в топку котла. Экономический эффект в такой установке определяется вытеснением части топлива, сжигаемого в котле, теплотой выходных газов. Экономия топлива и объясняет снижение себестоимости вырабатываемой электроэнергии (рис. 9.3).

9.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ПАРОГАЗОВЫХ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ С КУ

Обзор различных тепловых схем парогазовых теплоэлектроцентралей (ПГУ-ТЭЦ) с КУ, применяемых на современных ТЭЦ либо спроектированных в России и за рубежом, позволяет условно разделить их на три группы.

Группа I. На ПГУ-ТЭЦ этой группы теплота выходных газов ГТУ используется в КУ для генерации пара двух или трех давлений, который направляется в теплофикационные паровые турбины типа КО (с конденсатором и регулируемые отборами пара). Сетевая подогревательная установка питается отборным паром турбины. В зависимости от принятого на ТЭЦ значения коэффициента теплофикации в этой группе выделены два варианта схем:

а) $\alpha_{ТЭЦ} = 1$ — пик потребления теплоты покрывается пиковыми сетевыми подогревателями (СП), питаемыми паром КУ (рис. 9.4). Такое техниче-

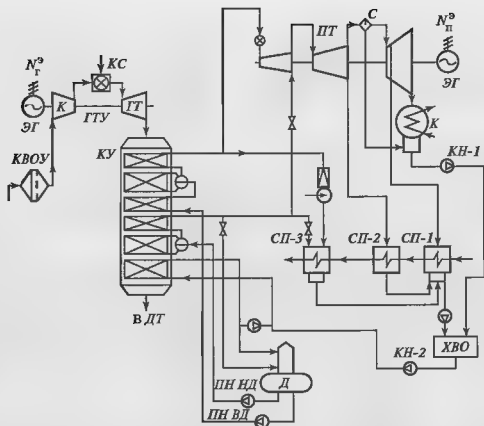


Рис. 9.4. Принципиальная тепловая схема ПГУ-ТЭЦ варианта 1а

ское решение принято, например, на Северо-Западной ПГУ-ТЭЦ Санкт-Петербурга (проект Северо-Западного отделения ВНИПИЭнергопром). В тепловой схеме отсутствует регенеративный подогрев питательной воды, предусмотрена редукционно-охладительная установка (РОУ) для питания при необходимости свежим паром пикового СП-3, использованы двухконтурный барабанный КУ и деаэратор питательной воды;

б) $\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$ — тепловая схема ПГУ-ТЭЦ отличается от предыдущей тем, что пик потребления теплоты обеспечивается в пиковых водогрейных котлах (рис. 9.5). Использование пара КУ в сетевой подогревательной установке не предусмотрено. Подобное техническое решение принято в проекте для Сургутской ПГУ-ТЭЦ (General Electric).

Группа II. В ПГУ-ТЭЦ группы II используются одноконтурные КУ, хвостовые поверхности которых выполнены в виде газового сетевого подогревателя (ГСП). Обычно он включается параллельно сетевой подогревательной установке, в которой нагревается часть сетевой воды. В этой группе ПГУ-ТЭЦ можно выделить два варианта тепловых схем:

а) $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$ — ПГУ-ТЭЦ с паровой турбиной с противодавлением и одноконтурным КУ (рис. 9.6). В этом котле предусмотрены две ступени дожигания топлива: на входе выходных газов ГТУ в КУ и перед их входом в ГСП. Пиковый СП установки питается через РОУ свежим паром котла. Такая тепловая схема позволяет в широком диапазоне регулировать электрическую и тепловую нагрузку ТЭЦ, изменяя нагрузку ГТУ (применяют дубль-блочные или трипл-блочные тепловые схемы) и воздействуя на количество

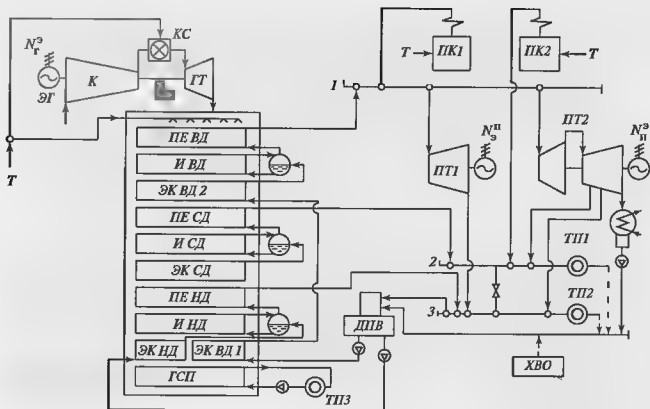


Рис. 9.8. Принципиальная тепловая схема ПГУ-ТЭЦ комбинированного типа

1 — паропровод ВД; 2 — технологический пар СД ТП1; 3 — технологический пар низкого давления ТП2, ПК1 — энергетический паровой котел, ПК2 — пиковый паровой котел; ТП3 — потребитель отопительной нагрузки с сетевой водой; Т — подача топлива; КУ — котел-утилизатор; ХВО — химводоочистка; ГСП — газовый сетевой подогреватель; ДПВ — деаэрактор питательной воды

Приведенные типы тепловых схем групп I—III ПГУ-ТЭЦ могут быть моно-, дубли- либо трипл-блочными в зависимости от конкретного технологического выбора, характера тепловой нагрузки, типа принятых энергетических ГТУ.

В тепловых схемах ПГУ-ТЭЦ в соответствии с нормативными документами в аварийных условиях должно быть предусмотрено уменьшение подачи теплоты не ниже 70 % суммарной отопительной нагрузки (кроме районов Крайнего Севера и Северо-Востока) с отключением промышленных потребителей теплоты.

9.3. ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ПГУ-ТЭЦ С КУ

Предлагаемая авторами методика определения показателей тепловой экономичности ПГУ-ТЭЦ с КУ основана на использовании основных положений теории тепловых электростанций (В.Я. Рыжкин и др.) и обобщенной схемы тепловых потоков (рис. 9.9). В ней учтены особенности технологического процесса и возможность дожигания топлива в КУ. В схеме выделены следующие основные параметры, кВт (см. также обозначения в § 8.4):

1) теплота выходных газов ГТУ

$$Q_{\Gamma}^{\text{к.т}} = G_{\Gamma}^{\text{к.т}} h_{\Gamma}^{\text{к.т}}. \quad (9.3)$$

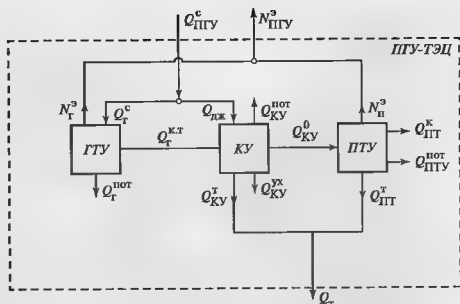


Рис. 9.9. Обобщенная схема тепловых потоков ПГУ-ТЭЦ

Здесь $G_{ГТ}^{к.т}$ — количество выходных газов, кг/с; $h_{ГТ}^{к.т}$ — энтальпия выходных газов, кДж/кг;

2) теплота, отпускаемая с генерируемым паром нескольких давлений КУ на ПТУ,

$$Q_{КУ}^0 = \sum_{i=1}^k D_{КУ(i)}^0 (h_{КУ(i)}^0 - h_{КУ(i)}^{п.в.}), \quad (9.4)$$

где $D_{КУ(i)}^0$ — расход пара разного уровня давлений, кг/с; $h_{КУ(i)}^0$, $h_{КУ(i)}^{п.в.}$ — энтальпия соответственно пара разного давления и питательной воды;

3) суммарная тепловая нагрузка $Q_{Т}$, отпускаемая потребителям от ПГУ-ТЭЦ;

4) теплота, отпускаемая от КУ в виде горячей сетевой воды на отопление или промышленному потребителю в виде технологического пара,

$$Q_{КУ}^т = \sum_{i=1}^m G_{КУ с.в(i)} (h_{КУ с.в(i)}^{вых} - h_{КУ с.в(i)}^{вх}) + \sum_{i=1}^n D_{КУ п(i)} (h_{КУ п(i)} - h_{КУ п.в(i)}^{вх}), \quad (9.5)$$

где $G_{КУ с.в(i)}$ — расход сетевой воды, поступающей в ГСП КУ, кг/с; $D_{КУ п(i)}$ — расход технологического пара, отпускаемого промышленному потребителю от КУ, кг/с; $h_{КУ с.в(i)}^{вх}$, $h_{КУ с.в(i)}^{вых}$ — энтальпия сетевой воды на входе в КУ и выходе из него, кДж/кг; $h_{КУ п(i)}$, $h_{КУ п.в(i)}^{вх}$ — энтальпия технологического пара и питательной воды на входе в КУ, кДж/кг;

5) потери теплоты с уходящими газами КУ

$$Q_{КУ}^{yx} = G_{КУ}^{yx} h_{КУ}^{yx}, \quad (9.6)$$

где $G_{КУ}^{yx}$ — расход уходящих газов котла, кг/с; $h_{КУ}^{yx}$ — энтальпия уходящих газов котла, кДж/кг;

6) потери теплоты $Q_{\text{ПТ}}^{\text{к}}$ в конденсаторе паротурбинной установки;

7) потери теплоты $Q_{\text{Г}}^{\text{пот}}$, $Q_{\text{КУ}}^{\text{пот}}$, $Q_{\text{ПТУ}}^{\text{пот}}$ соответственно в ГТУ, КУ и ПТУ.

Для анализа теплофикационных режимов работы ПГУ-ТЭЦ предложено использовать долю теплоты, отпускаемой внешнему потребителю, по отношению к теплоте сжигаемого в ГТУ топлива

$$\beta_{\text{Г}} = \frac{Q_{\text{Г}}}{Q_{\text{Г}}^{\text{с}}} = \frac{Q_{\text{КУ}}^{\text{т}} + Q_{\text{ПТ}}^{\text{т}}}{Q_{\text{Г}}^{\text{с}}} = \beta_{\text{КУ}}^{\text{т}} + \beta_{\text{ПТ}}^{\text{т}}. \quad (9.7)$$

Тепловая нагрузка ПГУ-ТЭЦ может быть обеспечена двумя элементами тепловой схемы: КУ и ПТУ, а приведенный показатель не описывает их вклад в суммарное значение $Q_{\text{Г}}^{\text{с}}$. В зависимости от распределения между этими элементами доли отпускаемой теплоты меняется электрическая мощность ПТУ и, как следствие, аналогичная мощность всей ПГУ-ТЭЦ, поэтому в предлагаемой авторами методике используется еще один показатель: доля теплоты, отпускаемой от КУ,

$$K_{\beta} = Q_{\text{КУ}}^{\text{т}} / Q_{\text{Г}}^{\text{с}}. \quad (9.8)$$

Если вся теплота отпускается от КУ (режим превращения ПГУ-ТЭЦ в ГТУ-ТЭЦ), то $K_{\beta} = 1$, а при отпуске теплоты полностью из отборов ПТ $K_{\beta} = 0$.

При определении энергетических показателей любой ТЭЦ необходимо принять метод разделения общего расхода топлива между видами производимой продукции — электрической энергии и теплоты. Известны физический, пропорциональный (АО «Фирма ОРГРЭС»), энергетический, диспетчерский и другие методы (их более двадцати). Такое разделение расхода топлива применяется на российских и зарубежных ТЭЦ (в Западной Европе и США). Метод разделения существенно влияет на результаты расчета показателей экономических установок.

Более общим подходом является разделение затрат при отпуске электрической энергии и теплоты в условиях перехода к рыночным отношениям. Возможны два подхода:

разделение затрат пропорционально расходу топлива:

введение тарифов, соответствующих условиям рынка тепловой энергии. Вместо ранее использовавшегося в энергетике физического метода сегодня на электростанциях применяется пропорциональный метод. В его основу положен принцип разделения расхода топлива ТЭЦ, при котором КПД по выработке видов энергии пропорциональны КПД при их раздельной выработке (на КЭС и в котельных). В предлагаемом методе (АО «Фирма ОРГРЭС») принят коэффициент пропорциональности

$$\bar{\eta} = \frac{\eta_{\text{КЭС}}}{\eta_{\text{кот}}} = \frac{\eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{э}}}{\eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{т}}}, \quad (9.9)$$

где $\eta_{\text{КЭС}}, \eta_{\text{кот}}$ — КПД выработки соответственно электроэнергии (на КЭС) и теплоты (в котельной); $\eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{э}}, \eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{т}}$ — КПД выработки соответственно электроэнергии и теплоты на ТЭЦ.

При таком подходе в пропорциональном методе разделения общего расхода топлива на ТЭЦ КПД производства тепловой энергии достигает значений, превышающих 100 %. Этот показатель имеет условный характер и необходим при сравнении комбинированного производства энергии на ТЭЦ с его раздельным производством. В зависимости от принятых условий значения $\bar{\eta} = 0,45—0,52$.

Общий расход топлива на ПГУ-ТЭЦ составляет (см. § 8.4)

$$B_{\text{ПГУ}} = B_{\text{ГТ}} + B_{\text{дж}} - (1 + \beta_{\text{дж}})B_{\text{ГТ}} = B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + B_{\text{ПГУ}}^{\text{т}}, \quad (9.10)$$

где $B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}, B_{\text{ПГУ}}^{\text{т}}$ — значения топлива, расходуемого на ПГУ-ТЭЦ для производства соответственно электроэнергии и теплоты. Доли этих расходов по пропорциональному методу определяются как

$$\frac{B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{B_{\text{ПГУ}}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + \bar{\eta} Q_{\text{т}}} = \frac{k_N \eta_{\text{Г}}^{\text{э.авт}}}{k_N \eta_{\text{Г}}^{\text{э.авт}} + K_{\text{ПГУ}} \bar{\eta} \beta_{\text{т}}}; \quad (9.11)$$

$$\frac{B_{\text{ПГУ}}^{\text{т}}}{B_{\text{ПГУ}}} = \frac{\bar{\eta} Q_{\text{т}}}{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + \bar{\eta} Q_{\text{т}}} = \frac{K_{\text{ПГУ}} \bar{\eta} \beta_{\text{т}}}{k_N \eta_{\text{Г}}^{\text{э.авт}} + K_{\text{ПГУ}} \bar{\eta} \beta_{\text{т}}}. \quad (9.12)$$

Основными показателями тепловой экономичности ПГУ-ТЭЦ служат:

1) КПД производства электроэнергии

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э(н)}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{B_{\text{ПГУ}} Q_{\text{Г}}} = \frac{k_N \eta_{\text{Г}}^{\text{э.авт}} + K_{\text{ПГУ}} \bar{\eta} \beta_{\text{т}}}{K_{\text{ПГУ}} (1 + \beta_{\text{дж}})}. \quad (9.13)$$

На рис. 9.10 показан характер изменения этого КПД в зависимости от коэффициента относительной мощности ПГУ $K_{\text{ПГУ}}$ и доли теплоты, отпускаемой

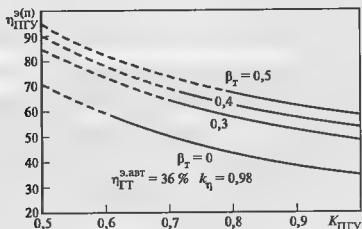


Рис. 9.10. Изменение КПД ПГУ-ТЭЦ по производству электроэнергии в зависимости от коэффициента $K_{\text{ПГУ}}$ и доли теплоты, отпускаемой внешнему потребителю (пропорциональный метод)

— расчетные данные, — предполагаемые значения

мой внешнему потребителю, β_T без учета дожигания топлива. Из графиков видно, что при увеличении мощности ПТУ ПГУ (уменьшение $K_{ПГУ}$) и увеличении отпуска теплоты β_T значение $\eta_{ПГУ}^{э(п)}$ возрастает;

2) расход условного топлива на единицу генерируемой электроэнергии, г/(кВт·ч),

$$b_{ПГУ}^э = 122,8 / \eta_{ПГУ}^{э(п)}; \quad (9.14)$$

3) КПД производства тепловой энергии

$$\eta_{ПГУ}^{т(п)} = \frac{\eta_{ПГУ}^{э(п)}}{\bar{\eta}} = \frac{Q_T}{B_{ПГУ}^T Q_T^r} = \frac{k_N \eta_T^{э,авт} + K_{ПГУ} \bar{\eta} \beta_T}{\bar{\eta} K_{ПГУ} (1 + \beta_{дж})}; \quad (9.15)$$

4) расход условного топлива на единицу производимой теплоты, кг/ГДж,

$$b_{ПГУ}^T = 34,121 / \eta_{ПГУ}^{т(п)}. \quad (9.16)$$

При сравнительном анализе вариантов тепловых схем ПГУ-ТЭЦ применяют показатель, не зависящий от метода разделения общего расхода топлива на ТЭЦ;

5) коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива (полный КПД ТЭЦ)

$$\eta_{ПГУ}^{ит} = \frac{N_{ПГУ}^э + Q_T}{Q_{ПГУ}^c} = \frac{k_N \eta_T^{э,авт} + K_{ПГУ} \beta_T}{K_{ПГУ} (1 + \beta_{дж})}, \quad (9.17)$$

где $Q_{ПГУ}^c$ — теплота сжигаемого в ПГУ топлива.

Данное выражение наглядно отражает вклад отдельных элементов технологической схемы ПГУ-ТЭЦ в повышение эффективности использования сжигаемого топлива. На рис. 9.11 показан характер изменения $\eta_{ПГУ}^{ит}$;

6) удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$\mathcal{E}_{ПГУ}^T = \frac{N_{ПГУ}^э}{Q_T} = \frac{k_N \eta_T^{э,авт}}{K_{ПГУ} \beta_T} = \frac{\eta_{ПГУ}^{ит} (1 + \beta_{дж}) - \beta_T}{\beta_T}. \quad (9.18)$$

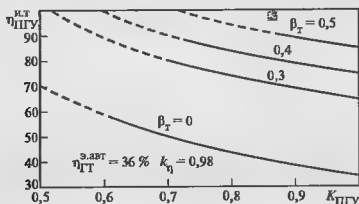


Рис. 9.11. Изменение коэффициента использования теплоты топлива на ПГУ-ТЭЦ в зависимости от коэффициента относительной мощности ПГУ и доли отпускаемой теплоты

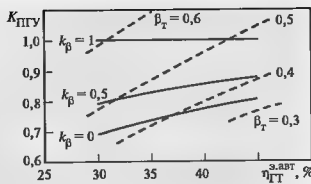
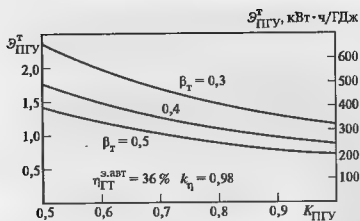


Рис. 9.13. Показатели ПГУ-ТЭЦ (без дожигания) при разной доле тепловой мощности КУ

Рис. 9.12. Изменение значения удельной комбинированной выработки электроэнергии на ПГУ-ТЭЦ в зависимости от коэффициента относительной мощности ПГУ и доли отпускаемой теплоты

Влияние коэффициента относительной мощности ПГУ и доли отпускаемой потребителям теплоты на $\mathcal{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{т}}$ приведено на рис. 9.12. Как видно из графиков, с уменьшением газотурбинной мощности, коэффициента относительной мощности ПГУ и доли отпускаемой теплоты $\beta_{\text{т}}$ значение $\mathcal{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{т}}$ возрастает.

Коэффициент относительной мощности ПГУ $K_{\text{ПГУ}}$ заметно влияет на все показатели тепловой экономичности ПГУ-ТЭЦ. На рис. 9.13 показано изменение этого коэффициента в зависимости от КПД производства электроэнергии ГТУ в автономном режиме работы и доли тепловой нагрузки котла-утилизатора k_{β} и всей ПГУ-ТЭЦ $\beta_{\text{т}}$. С увеличением коэффициентов k_{β} (с ростом доли КУ в покрытии тепловой нагрузки ПГУ-ТЭЦ) и $\beta_{\text{т}}$ уменьшается электрическая мощность ПТУ и возрастает коэффициент $K_{\text{ПГУ}}$. Для ГТУ-ТЭЦ этот коэффициент постоянен и равен 1.

Графики на рис. 9.13 позволяют оценить максимальную тепловую нагрузку, которую может обеспечить ПГУ-ТЭЦ в зависимости от принятого типа энергетической ГТУ в ее тепловой схеме. Из рисунка следует, что большим относительным потенциалом в отношении производства теплоты на таких ТЭЦ обладает ГТУ с меньшими значениями КПД производства электроэнергии в автономном режиме (имеется в виду работа ГТУ с выбросом газов непосредственно в дымовую трубу).

9.4. ЗАТРАТЫ ЭНЕРГИИ НА СОБСТВЕННЫЕ НУЖДЫ ПГУ-ТЭЦ

Оценка тепловой экономичности ГТУ и ПГУ осуществляется с использованием КПД производства и отпуска электроэнергии, расходов условного топлива и удельных расходов теплоты. При этом необходимо оценить расходы электроэнергии и теплоты на собственные нужды с учетом типа используемого вспомогательного оборудования и тепловой схемы установок.

При проектировании ПГУ-ТЭЦ предусматривают сжигание газообразного или жидкого топлива. Для таких электростанций выделяются общестан-

ционные и блочные системы обслуживания и определяется расход электроэнергии на собственные нужды.

Для обеспечения стабильного горения природный газ должен поступать к горелочному устройству КС ГТУ при определенном давлении, зависящем от типа ГТУ. При отсутствии на площадке электростанции газопровода ВД требуемое для работы ГТУ давление топливного газа достигается путем повышения давления поступающего на газораспределительный пункт (ГРП) природного газа с помощью дожимных компрессоров (ДК). Необходимость установки этих агрегатов оказывает существенное влияние на расход электроэнергии на собственные нужды. В зависимости от существующих нормативов и принятых проектных решений используется либо общестанционная дожимная компрессорная станция, либо индивидуальный ДК для каждой из ГТУ. Последнее справедливо и при проектировании электростанций с газодизельными двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

Требуемое давление газа (природного, попутного нефтяного, синтетического, продукта газификации угля и др.) перед ГТУ определяется для условий максимальной степени повышения давления воздуха в компрессоре ГТУ с учетом сопротивления газового тракта, соответствующего технологического запаса по давлению и оговаривается фирмой-производителем ГТУ. Анализ ряда газотурбинных установок показывает, что при определении расхода энергии, необходимой для привода ДК, требуемое давление газа, поступающего в КС ГТУ, можно оценить по формуле

$$p_r = (1,2—1,4)p_{\text{кк}}^{\text{max}}, \quad (9.19)$$

где $p_{\text{кк}}^{\text{max}}$ — максимально возможное давление сжатого воздуха, МПа, в конце компрессора ГТУ в процессе ее эксплуатации. В большинстве ГТУ это значение не превышает 3 МПа. В газодизельных ДВС давление топливного газа может быть значительно ниже — от 0,1 до 0,45 МПа.

В соответствии с разработанными фирмами-производителями инструкциями по эксплуатации ГТУ, требуемое давление p_r должно поддерживаться стабильным независимо от режима работы энергетической установки и варианта принятой схемы газоснабжения. Давление топлива перед ДК должно быть выше атмосферного, оно определяется давлением газа на ГРП электростанции.

В качестве ДК ГТУ и газодизельных двигателей, как правило, применяются винтовые и поршневые компрессоры.

Поршневые ДК обычно используются в схемах энергетических ГТУ мощностью до 25 МВт. Установки этого типа, как правило, имеют общий коленчатый вал и противоположно перемещающиеся поршни. Поршень приводится в движение фиксированным штоком, который проходит через сальниковую коробку. Головка поршня соединена с коленчатым валом через шатун. Таким образом, цилиндр изолирован от картера дистанционной деталью (шатунном), а масло в картере не соприкасается с газом. Цилиндр может быть как одиночного, так и двойного действия (рис. 9.14). Общее число цилиндров в таких компрессорах составляет от 2 до 10. Их можно включать по ходу сжимаемого газа как параллельно, так и последовательно. В этих компрессорах степень повы-

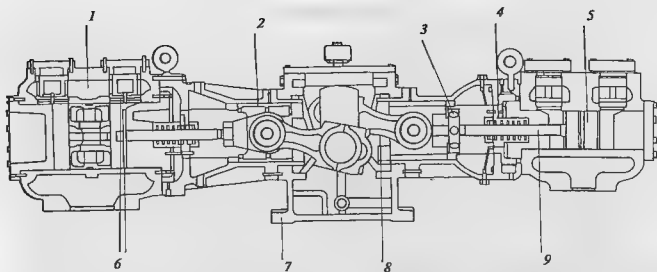


Рис. 9.14. Поршневой компрессор со сбалансированной горизонтальной конфигурацией цилиндров, расположенных один против другого

1 — цилиндр, 2 — направляющая головка цилиндра с противоположными потоками, 3 — балансирующая гайка; 4 — сальник; 5 — поршень, 6 — всасывающий клапан, 7 — тяжелая рама; 8 — шатун; 9 — шток

шения давления p_c достигает 200, производительность 90—10 000 м³/ч. Поршневой ДК — машина объемного типа, которая работает с фиксированным объемом газа. При нормальной работе он забирает некоторое количество газа из линии всасывания, сжимает его и выдает в линию нагнетания (рис. 9.15). Имеют место два критических ограничения работы компрессора: максимальное рабочее давление (перенапряженне) и температура каждого цилиндра (износ и термическая нагрузка). Для предотвращения излишних затрат на техническое обслуживание температуру газа ограничивают 150 °С. Это требование определяет количество ступеней компрессии. После каждой из них газ охлаждается для дальнейшего сжатия (рис. 9.16), причем после последней ступени он может охлаждаться до температуры, с которой подается в энергетическую установку (ГТУ или газовый ДВС).

Охладители газа выполняют либо трубчатыми водяного типа, либо вентиляторного типа с воздушным охлаждением. В ДК большой производительности используют водяные охладители (они более компактны). К охлаждающей жидкости (антифриз, вода) предъявляются соответствующие требования по содержанию примесей.

Тяжелые углеводороды и вода при сжатии и охлаждении образуют конденсат. Скруббер, расположенный после каждой

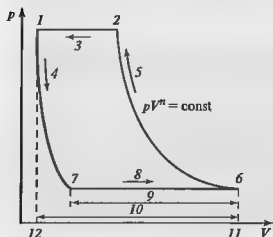


Рис. 9.15. p , V -диаграмма поршневого ДК

1 — выход газа закрыт, 2 — выход газа открыт; 3 — выход сжатого газа в линию нагнетания; 4 — расширение; 5 — сжатие; 6 — вход газа закрыт; 7 — вход газа открыт; 8 — всасывание газа; 9 — доля, %, объемной производительности (эффективности); 10 — 100 %-ное вытеснение газа; 11, 12 — соответственно нижняя и верхняя «мертвые точки»

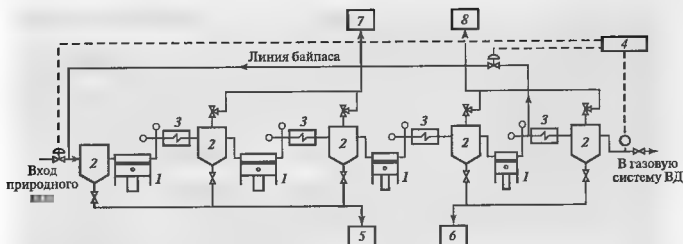


Рис. 9.16. Технологическая схема газовой компрессорной системы с агрегатами поршневого типа

1 — ступень компрессии (поршневой компрессор); 2 — скруббер; 3 — охладитель газа; 4 — блок управления компрессорами; 5, 6 — к дренажу соответственно низкого (высокого) давления, 7, 8 — к каналу продувки соответственно низкого (высокого) давления

ступени компрессии, собирает конденсат и смазочное масло от цилиндров, и далее эти жидкости выносятся в коллекторную систему (рис. 9.16)

Если давление нагнетания поднимается выше определенного значения (независимо от причины), то возрастает мощность, потребляемая компрессором, и межступенчатые параметры изменяются. Более высокое давление по сечению ступени приводит к более высоким температуре на выходе и нагрузке на шток поршня. Для защиты компрессора каждая его ступень оснащена перепускным клапаном на стороне нагнетания, индикацией высокой температуры на выходе с подачей звукового сигнала, после которого компрессор останавливается.

Плотность газа и его объем изменяются прямо пропорционально давлению и температуре, поэтому дожимные поршневые компрессоры оснащаются входным регулировочным клапаном, который поддерживает давление на входе на постоянном уровне, удерживая его ниже давления в подающей магистрали. Это предотвращает влияние колебаний давления газа на производительность компрессора.

В поршневых компрессорах не происходит саморегулирования производительности в зависимости от заданного нагнетательного давления, поэтому существует реальная потребность в регулировании их расхода.

Один из простейших методов управления производительностью поршневого компрессора — рециркуляция среды (рис. 9.16). Для сокращения потока нагнетаемого газа открывают линию байпаса и избыточный поток перенаправляют обратно на сторону всаса. Однако данный метод управления неэффективен: компрессор постоянно работает со 100 %-ной нагрузкой, даже если фактический поток низок или равен нулю. Этот метод целесообразно использовать для тонкой регулировки производительности или для разгрузки при запуске компрессора.

Регулирование производительности компрессора можно осуществлять, используя дросселирование потока газа на входе. Если остальные параметры газа поддерживаются постоянными, то в результате дросселирования снижается плотность газа и уменьшается его массовый расход. Использование этого

метода приводит к увеличению входных температур и большей нагрузке на шток поршня из-за возрастания соотношения давлений.

Распространенным способом снижения производительности поршневого ДК является использование так называемых «зазорных карманов» — пустых объемов с клапаном в полости цилиндра. «Карманы» имеют изменяемый объем и приводятся в работу при помощи маховика, перемещающего поршень вперед и назад. Конструкция поршневых ДК позволяет использовать их в широком диапазоне рабочих давлений.

Винтовые ДК осуществляют почти изотермическое сжатие газа при незначительных окружных скоростях, что позволяет избежать явления эрозии. При этом обеспечиваются высокие значения степени повышения давления топлива ($p_r \leq 40$) при незначительном его нагреве. Этот тип компрессоров характеризуется хорошей прочностью рабочих элементов (шнеков) и по надежности сопоставим с турбокомпрессорами. Максимальная производительность таких компрессоров доходит до 100 000 м³/ч. Конструкция винтового ДК позволяет осуществлять плавное регулирование расхода газа путем изменения частоты вращения двигателя.

Все типы ДК топливного газа характеризуются длительным ресурсом работы, достигающим 40 лет.

Промежуточное охлаждение сжимаемого топлива в многоступенчатых ДК снижает удельную работу сжатия и повышает надежность эксплуатации. Вместе с тем оно увеличивает расход электроэнергии на привод насосов и вентиляторов системы охлаждения, т.е. повышает расход электроэнергии на собственные нужды. Температура сжатого топливного газа после ДК должна быть на 10—15 °С выше точки росы, что исключает содержание в нем жидких компонентов и коррозию элементов системы. Что использовать, охлаждение газа после компрессора или его дополнительный подогрев, определяется требуемой температурой топлива перед КС ГТУ. Она зависит от их конструкции, способа подготовки и сжигания этого топлива (диффузорные горелки, горелки с предварительной подготовкой обедненной топливовоздушной смеси) и др. Эта температура оговаривается фирмой-производителем ГТУ и может достигать 150 °С. В процессе эксплуатации ее поддерживают постоянной.

Тип привода ДК зависит от его мощности и места расположения энергоустановки, которую он обслуживает. При небольших и средних мощностях применяют электропривод, а при больших мощностях — ДВС или газотурбинный привод. Для регулирования давления топливного газа и производительности ДК с электроприводом рекомендуется применять частотное регулирование мощности.

При анализе тепловых схем с использованием ГТУ и их энергетических показателей необходимо учитывать долю расхода электроэнергии на собственные нужды, которая для энергетической ГТУ определяется по формуле

$$\varepsilon_{с.н}^{ГТУ} = \frac{N_r^{с.н}}{N_r^э} = \frac{N_r^{пр}}{N_r^э} + \frac{N_{ДК}^{эп}}{N_r^э} = \varepsilon_{с.н}^{пр} + \varepsilon_{с.н}^{ДК}, \quad (9.20)$$

где $N_r^э = N_r^{эавт}$ — электрическая мощность брутто энергетической ГТУ при ее работе в автономном режиме с выбросом выходных газов непосредственно

в дымовую трубу, кВт; $N_{\Gamma}^{\text{пр}}$ — мощность электроприводов прочих механизмов, обслуживающих блочные системы ГТУ, кВт; $N_{\text{ДК}}^{\text{эп}}$ — мощность, потребляемая дожимным компрессором с электроприводом в блочной компоновке ГТУ, кВт; $\varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{пр}}$ — доля расходов электроэнергии на собственные нужды прочих механизмов блочных систем ГТУ; $\varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{дк}}$ — то же для ДК.

На рис. 9.17 приведены зависимости мощности, потребляемой приводом ДК, от степени повышения давления топливного газа в компрессоре. Зависимости построены для ряда ГТУ фирмы Siemens мощностью от 60 до 250 МВт.

В энергетических ГТУ электроэнергия используется для привода следующих механизмов технологической схемы: насосов подачи жидкого топлива топливной системы; компрессора пневмораспыла жидкого топлива воздухом в горелках КС; вентиляторов различного назначения (вентиляция отсека пускового топлива — пропана, вентиляция защитного корпуса установки, воздушных охладителей и др.); масляных насосов (основных, гидроподъема ротора, систем привода входного и поворотных направляющих аппаратов компрессора, привода валоповоротного устройства и др.); элементов, потребляющих электроэнергию в системе испарительного охлаждения, в схеме АСУ ТП установки и др.

Доля расхода электроэнергии на собственные нужды прочих механизмов блочных систем $\varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{пр}}$ зависит от конкретных технических решений. По данным отечественных и зарубежных фирм, она составляет 0,015—0,02. Мощность привода ДК зависит от его технологической схемы. Последовательными приближениями рассчитывают температуру сжатого топлива и удельную работу сжатия, а затем и потребляемую мощность.

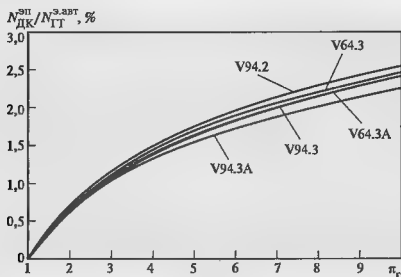


Рис. 9.17. Изменение доли мощности привода ДК в общей мощности ГТУ (автономный режим, 100 %-ная нагрузка) в зависимости от степени повышения давления в ДК для разных типов ГТУ фирмы Siemens

Коэффициент полезного действия производства электроэнергии нетто энергетической ГТУ при блочной установке ДК равен:

при использовании *электрического привода ДК*

$$\eta_{ГТУ}^{э.н} = \frac{N_{г}^{э}}{B_{ГТ}(Q_i^r + h_{г})} (1 - \varepsilon_{с.н}^{ГТУ}), \quad (9.21)$$

где $B_{ГТ}$ — расход топлива в камере сгорания ГТУ, кг/с; $h_{г}$ — энтальпия подогретого топлива до температуры $T_{г}$, кДж/кг;

при использовании *механического привода ДК*

$$\eta_{ГТУ}^{э.н} = \frac{N_{г}^{э}}{B_{ГТ}(Q_i^r + h_{г}) + B_{м.п}Q_{м.п}^r} (1 - \varepsilon_{с.н}^{пр ГТУ}), \quad (9.22)$$

где $B_{м.п}$ — расход топлива на механический привод ДК, кг/с; $Q_{м.п}^r$ — его теплотворная способность, кДж/кг.

В тепловых схемах парогазовых ТЭЦ помимо приводов ДК и других вспомогательных механизмов ГТУ необходимо учитывать следующие потребители электроэнергии собственных нужд: питательные насосы КУ; циркуляционные насосы испарительных поверхностей КУ; насосы циркуляционной воды системы охлаждения; вентиляторы аппаратов воздушного охлаждения; насосы систем регенерации и водоподготовки; прочие вспомогательные механизмы и системы. При отпуске теплоты внешнему потребителю нужно учесть и потребление электроэнергии сетевыми и дренажными насосами теплофикационной установки.

Суммарный удельный расход электроэнергии на собственные нужды ПГУ-ТЭЦ $\varepsilon_{с.н}^{ПГУ} = 0,03—0,06$ (в зависимости от мощности, потребляемой ДК, а также другими потребителями, приведенными выше) и определяется по формуле

$$\varepsilon_{с.н}^{ПГУ} = \frac{N_{ПГУ}^{с.н}}{N_{ПГУ}^{э}} = \frac{N_{ПГУ}^{пр}}{N_{ПГУ}^{э}} + \frac{N_{ДК}^{эп}}{N_{ПГУ}^{э}} = \varepsilon_{с.н}^{пр ПГУ} + \varepsilon_{с.н}^{ДК}, \quad (9.23)$$

где $N_{ПГУ}^{э} = N_{г}^{э} + N_{п}^{э}$ — электрическая мощность ПГУ, состоящая соответственно из мощностей газотурбинной и паротурбинной установок при их работе в схеме ПГУ-ТЭЦ, кВт; $N_{ПГУ}^{пр}$ — мощность электроприводов механизмов, обслуживающих блочные системы ПГУ-ТЭЦ, кВт; $\varepsilon_{с.н}^{пр ПГУ}$ — доля расхода электроэнергии на собственные нужды прочих механизмов ПГУ.

Коэффициент полезного действия производства электроэнергии нетто ПГУ с КУ (вариант использования ДК с электроприводом)

$$\eta_{ПГУ}^{э.н} = \frac{N_{г}^{э} + N_{п}^{э}}{B_{ГТ}(Q_i^r + h_{г})} (1 - \varepsilon_{с.н}^{ПГУ}). \quad (9.24)$$

Полученные значения КПД используются при определении удельных расходов нетто теплоты и условного топлива на единицу отпускаемой энергии.

Определение энергетических показателей нетто позволяет более полно оценить эффективность производства электроэнергии и теплоты в газотурбинных и парогазовых установках.

9.5. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПГУ-ТЭЦ С КУ

В тепловой схеме почти всех типов ПГУ, и в том числе ПГУ-ТЭЦ, значительное место занимает *энергетический модуль* «газотурбинная установка — котел-утилизатор» (ГТУ-КУ).

Для того чтобы рассчитать работу модуля с заданным расходом пара, необходимо провести итеративный (с последовательными приближениями) расчет КУ и ГТУ на различной нагрузке с корректировкой на каждом шаге указанных исходных данных. При использовании системы дожига эта процедура еще более усложняется, так как необходимый расход пара КУ можно получить различными комбинациями расходов топлива в КС ГТУ и в камеры дожига КУ.

Одновременный расчет модуля ГТУ-КУ и ПТУ проводится с учетом использования одного, двух или трех потоков пара с различными параметрами. При этом расчет зависит от структуры проточной части паровой турбины систем парораспределения на входе в турбину и на входе в рабочие отсеки после камер смешения. Последнее обстоятельство играет немаловажную роль. При использовании в ПТ соплового парораспределения не только в части высокого, но и в части низкого давления давление пара КУ может поддерживаться на заданном уровне. При полностью открытых регулирующих элементах (режим скользящего давления) в расчетах необходима постоянная корректировка давления пара, генерируемого КУ, по всем существующим контурам, т.е. число итерационных шагов значительно увеличивается. Необходима постоянная корректировка и температуры питательной воды (или конденсата) КУ, так как ее значение зависит от работы конденсатора и подогревателей сетевой воды.

Таким образом, для рассматриваемых схем ПГУ-ТЭЦ (с КУ) невозможно реализовать такую последовательность расчета, при которой сначала рассчитывалась бы ПТУ, а потом парогенерирующий модуль (ГТУ-КУ), как это имеет место для традиционных паросиловых блоков. Очевидна значительно бóльшая сложность алгоритма расчета тепловой схемы блока ПГУ-ТЭЦ по сравнению с алгоритмом расчета традиционных паросиловых ТЭЦ. Необходимо разработать такой алгоритм и создать соответствующие машинные средства расчета.

При составлении алгоритма расчета тепловых схем различных вариантов ПГУ-ТЭЦ авторами использованы исследования и разработки, выполненные в НИЛ «ГТУ и ПГУ ТЭС» МЭИ, а также работы других авторов [2, 29].

Цели расчета тепловой схемы в любом режиме работы ПГУ-ТЭЦ:
определение параметров рабочих тел в ГТУ и в КУ;
расчет тепловой схемы ПТ (определение параметров и расходов рабочего тела в каждом отсеке);

расчет других элементов тепловой схемы (сетевых подогревателей, деаэраторов, конденсаторов, РОУ и др.);

определение электрической и тепловой мощности элементов схемы;
определение расходов топлива в КС ГТУ и камеры дожигания (КД) КУ.

Расчет необходим для определения возможности работы элементов схемы и схемы в целом в различных режимах (номинальных и нерасчетных). Он проводится с целью определить показатели тепловой экономичности ПГУ-ТЭЦ для анализа эффективности той или иной схемы, режима работы, оценки годовых показателей и т.п.

Условно расчет тепловой схемы ПГУ-ТЭЦ можно представить в виде последовательности следующих расчетов:

1) *предварительный расчет* ПГУ-ТЭЦ проводят для определения электрической и тепловой мощности всей ТЭЦ и ее элементов. Для детального расчета схемы ПГУ-ТЭЦ необходимо предварительно оценить тепловые потоки. Расчет основывается на уравнениях теплового баланса элементов тепловой схемы и проводится для нескольких температур наружного воздуха с учетом изменения тепловых нагрузок;

2) *конструкторский расчет* — определение структуры и конфигурации поверхностей нагрева КУ, характеристик отсеков проточной части ПТ, теплообменного оборудования (сетевых подогревателей, конденсаторов и пр.). Для каждого элемента схемы расчет проводят индивидуально с учетом особенностей его работы при различных условиях (нагрузка, температура наружного воздуха и т.п.);

3) *поверочный расчет* (переменного режима работы) ПГУ-ТЭЦ осуществляют с учетом характеристик элементов для определения показателей работы установки в различных режимах. Поверочный расчет представляет собой статическую модель энергоустановки и позволяет определить показатели работы только в одной точке графика режима работы.

Остановимся на особенностях расчета основных составляющих элементов ПГУ-ТЭЦ в этих трех случаях.

Расчет ГТУ в каждом из трех этапов расчета ПГУ-ТЭЦ не делают, а используют заводские данные о различных параметрах их работы в зависимости от нагрузки, начальных параметрах рабочего тела, параметрах окружающего воздуха и др. Могут быть использованы как графические, так и аналитические зависимости. В результате определяют такие показатели работы установки, как электрическая мощность, расход топлива, параметры и состав уходящих газов и др. В предлагаемой методике использованы результаты машинной обработки заводской информации по ряду ГТУ для различных типов отечественных и зарубежных установок (см. § 7.1).

Расчет КУ отличается от аналогичного расчета обычных энергетических паровых котлов, что объясняется спецификой тепловой схемы ПГУ. При предварительном расчете схемы ПГУ-ТЭЦ достаточно провести только тепловой расчет КУ по уравнениям тепловых балансов для поверхностей теплообмена при контроле температурных напоров и минимальной температуры уходящих газов за КУ. Для теплового расчета задают давления пара в контурах, значения температурных напоров за экономайзерами (так называемые «пинч-пойнты»), температуру питательной воды.

Как уже было показано, может быть применена камера дожигания топлива в КУ, тепловой расчет которой проводят методом последовательных при-

ближений. Авторами предложен следующий упрощенный алгоритм теплового балансового расчета камеры дожигания КУ:

а) задают температуру газов на выходе из камеры дожигания КУ $T_{\Gamma}^{\text{вых}}$;

б) из условия, что в первом приближении избыток воздуха в газах за камерой дожигания равен избытку воздуха до камеры, рассчитывают энтальпию газов $h_{\Gamma}^{\text{вых}}$;

в) определяют расход, кг/с, дожигаемого в камере топлива по выражению

$$B_{\text{дж}} = G_{\Gamma}^{\text{вх}} \frac{h_{\Gamma}^{\text{вых}} - h_{\Gamma}^{\text{вх}}}{Q_i^{\Gamma} + h_{\Gamma} - h_{\Gamma}^{\text{вых}} \eta_{\text{КД}}}, \quad (9.25)$$

где $G_{\Gamma}^{\text{вх}} = G_{\text{к.т}}$ — расход газов на входе в камеру дожигания КУ; $h_{\Gamma}^{\text{вх}}$, $h_{\Gamma}^{\text{вых}}$ — энтальпии газов на входе в камеру дожигания и выходе из нее; Q_i^{Γ} — низшая теплотворная способность топлива; h_{Γ} — энтальпия топлива на входе в камеру дожигания; $\eta_{\text{КД}}$ — КПД камеры дожигания (примерно 0,98—0,99);

г) уточняют значение избытка воздуха в газах за камерой дожигания:

$$\alpha_{\text{КД}}^{\text{вых}} = \frac{G_{\text{к.т}} \alpha_{\text{к.т}}}{G_{\text{к.т}} + B_{\text{дж}}(1 + \alpha_{\text{к.т}} L_0)}, \quad (9.26)$$

где $\alpha_{\text{к.т}}$ — избыток воздуха на входе в камеру дожигания; L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива;

д) повтор пунктов «в» и «г» для достижения необходимой точности (как показали расчеты, для определения расхода топлива с точностью до 0,01 кг/с требуется 4—6 итераций).

Точность такого расчета камеры дожигания топлива в КУ достаточна для оценки тепловых балансов элементов тепловой схемы ПГУ.

Температура газов перед ступенью дожигания по рекомендациям российских котельных заводов должна быть не ниже 250 °С для обеспечения устойчивости процесса горения. Максимальное значение температуры газов на выходе из системы дожигания определяется требованиями к поверхностям нагрева (для КС с неэкранированными стенками не выше 750 °С). По результатам предварительного расчета КУ определяют количество и параметры генерируемого пара в каждом контуре давления.

Конструкторский расчет КУ выполняют для базового режима работы при определенной температуре воздуха. При изменении параметров газов перед КУ необходимо совместное выполнение теплового, гидравлического и аэродинамического расчетов котла. Как правило, КУ работают в нерасчетных режимах из-за изменения параметров потоков теплоносителей, связывающих котел с газотурбинной, паротурбинной и теплофикационной установками. В зависимости от поставленной задачи и условий работы для ПГУ-ТЭЦ базовым может быть один из следующих режимов:

максимальный зимний режим;

расчетно-контрольный режим, соответствующий средней за наиболее холодный месяц года температуре воздуха;

среднеотопительный режим, соответствующий средней температуре воздуха за отопительный сезон.

Конструкторский расчет базового режима связан с другими условиями, например с обеспечением температуры генерируемого пара в необходимом диапазоне, использованием системы дожигания. При этом нужно проверять параметры работы котла в условных «крайних» режимах, характеризующихся предельными минимальными или максимальными параметрами пара (например, температурой пара). Для КУ (без дожигания топлива) любого типа можно выделить два крайних режима:

«нижний» режим работы, в условиях которого генерируется пар с наименьшей температурой. Это режим при минимальной температуре воздуха и максимальном расходе газов за ГТУ. Для этого режима необходимо проверить, чтобы температура генерируемого пара была выше минимально допустимой по условиям эксплуатации температуры пара на входе в ПТ;

«верхний» режим характеризуется наибольшей температурой пара при отсутствии регулирования максимальной наружной температурой воздуха и минимальным расходом уходящих газов ГТУ. В этом режиме определяется соотношение температуры пара КУ и максимальной допустимой температуры пара на входе в ПТ, и в зависимости от него рассчитывается система регулирования температуры свежего пара: впрыск питательной воды в рассечку поверхностей пароперегревателя, частичное байпасирование пароперегревателя или др. Этот режим является расчетным для системы регулирования температуры свежего пара КУ.

При проектировании КУ с камерой дожигания после парогенерирующих поверхностей необходимо учитывать снижение температуры газов за экономайзерными поверхностями при повышении температуры газов перед пароперегревателем. Наименьшая температура за парогенерирующей поверхностью наблюдается при максимальной степени дожигания в первой камере и максимальной температуре наружного воздуха.

Расчет проточной части паровой турбины (и системы регенерации при ее наличии) проводят одновременно с расчетом сетевой подогревательной установки. При проведении предварительного расчета тепловой схемы ПГУ-ТЭЦ задают график отопительной нагрузки, расхода и температуры сетевой воды. В зависимости от коэффициента теплофикации и схемы ТЭЦ принимают нужное количество ступеней подогрева сетевой воды (обычно не более 4). Необходимую тепловую нагрузку распределяют между подогревателями сетевой воды, определяют температуры на выходе из каждого подогревателя. С учетом недогрева в подогревателях и потерь давления в паропроводах рассчитывают значения давления пара в отборах ПТ для тех ступеней, которые питаются отборным паром. При необходимости находят расход пара через редуцирующе-охлаждающее устройство и количество впрыскиваемой воды. После этого рассчитывают и строят процесс расширения пара (в h , s -координатах) для каждого отсека (под отсеком подразумевают группу ступеней с одинаковым расходом пара). При этом начальные параметры пара берут из расчета КУ с учетом потерь в трубопроводах, а давление в конденсаторе принимают или рассчитывают (см. гл. 8). Дальнейший расчет процесса хорошо известен и описан

в литературе. При расчете регулирующих ступеней и отсеков (групп нерегулируемых ступеней) относительные внутренние КПД определяют согласно рекомендациям заводов-изготовителей или по литературным источникам.

После построения процесса расширения пара рассчитывают тепловые балансы сетевых подогревателей, уточняют расходы пара в них и через отсеки турбины, определяют электрическую мощность ПТ и другие параметры рабочего тела в элементах ПТУ.

Конструкторский расчет ПТУ проводят при определенном базовом режиме (не обязательно совпадающем с базовым для расчета КУ). Выбор базового режима для теплофикационной турбины сложнее, чем для конденсационной, он зависит от множества факторов: необходимо учитывать изменение графика тепловой нагрузки, наличие пиковых сетевых подогревателей, число контуров давления пара, изменение паропроизводительности КУ и др. Если турбина имеет конденсатор, то нужно учитывать требования к работе части НД в конденсационном режиме. Пропускная способность отсеков ПТ оценивается по максимальной паропроизводительности котла. Конструкторский расчет конденсатора делают для режима максимального расхода пара в конденсатор.

Исходными данными для расчета служат следующие величины:

параметры пара на входе в систему парораспределения ПТ (один, два или три контура давления);

расход и температура сетевой воды в обратной и прямой магистралях (в соответствии с температурным графиком сетевой воды);

расход и температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, характеристика конденсатора (при использовании турбины с конденсатором);

параметры рабочего тела по отсекам ПТ в расчетном (опорном) режиме;

давление пара перед регулирующей диафрагмой (в установках с регулируемыми отборами).

Предварительный расчет тепловой схемы энергоблока ПГУ-ТЭЦ и поверочный расчет какого-либо режима работы блока достаточно сложны вследствие того, что параметры основных элементов схемы энергоблока ПГУ-ТЭЦ влияют один на другой, поэтому возникает необходимость итерационного расчета всей схемы.

Сначала по температуре наружного воздуха и заданной нагрузке определяют параметры рабочего режима ГТУ, принимая значение аэродинамического сопротивления КУ и соответствующих газоходов равным примерно 2—3 кПа. После этого рассчитывают КУ. При поверочном расчете находят значения гидравлических и аэродинамических сопротивлений КУ и делают повторный расчет модуля «ГТУ-КУ» по скорректированным данным. Далее определяют параметры рабочих тел в схеме паротурбинной и теплофикационной установок. Расчет ПТУ позволяет скорректировать исходные данные для повторного расчета КУ и парогенерирующего модуля «ГТУ-КУ» в целом. Затем повторяют расчет ПТУ с модулем «ГТУ-КУ» с постоянной корректировкой исходных данных. Одновременно определяют затраты тепловой и электрической энергии на собственные нужды. После необходимого числа шагов расчета режима ПГУ-ТЭЦ с последовательным приближением сравнивают значения полученной и заданной тепловой мощности ТЭЦ.

В зависимости от этого меняют относительную нагрузку ГТУ и весь расчет ПГУ-ТЭЦ повторяют до достижения нужной степени сходимости.

Корректируемые данные для расчета тепловой схемы блока в различной степени влияют на результаты каждого повторного расчета всей схемы. К примеру, уточнение температуры питательной воды КУ вносит более значительные изменения в расчет, чем изменение значения аэродинамического сопротивления КУ.

На последнем этапе рассчитывают показатели тепловой экономичности ПГУ-ТЭЦ согласно разработанной методике. Упрощенная структурная схема расчета режима работы блока ПГУ-ТЭЦ приведена на рис. 9.18.

Предложенный алгоритм позволяет определять характеристики элементов тепловой схемы, соответствующие определенной точке в графике режимов работы.

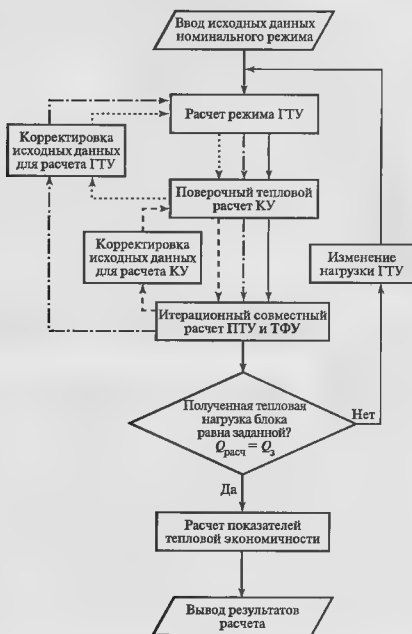


Рис. 9.18. Упрощенная схема расчета режима работы ПГУ-ТЭЦ (ТФУ — теплофикационная установка)

9.6. АНАЛИЗ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПГУ-ТЭЦ С КУ

На стадии проектирования энергоустановок и во время их эксплуатации осуществляют оптимизацию режимов работы, направленную на более эффективное производство электроэнергии.

При исследовании режимов ПГУ-ТЭЦ с КУ авторы предлагают использовать *диаграммы режимов*, построенные в относительных координатах «мощность—теплота» или « $\bar{N}_{\text{ПГУ}} - \bar{Q}_{\text{ПГУ}}$ ». По оси абсцисс откладывают значения относительной электрической мощности энергоблока ПГУ-ТЭЦ:

$$\bar{N}_{\text{ПГУ}} = N_{\text{ПГУ}}^3 / N_{\text{Г}}^{3 \text{ ном}}, \quad (9.27)$$

а по оси ординат — значения его относительной тепловой мощности:

$$\bar{Q}_{\text{ПГУ}} = Q_{\text{Г}} / N_{\text{Г}}^{3 \text{ ном}}. \quad (9.28)$$

Здесь $N_{\text{ПГУ}}^3$, $Q_{\text{Г}}$ — текущие значения соответственно электрической и тепловой мощности ПГУ-ТЭЦ, МВт; $N_{\text{Г}}^{3 \text{ ном}}$ — номинальная электрическая мощность ГТУ при конкретной температуре наружного воздуха (100 %-ная нагрузка), МВт.

Используя несложные преобразования, можно представить КПД производства электроэнергии [(см. (9.13)] в виде:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{3(n)} = k_N \eta_{\text{Г}}^{3 \text{ авт}} \frac{\bar{N}_{\text{ПГУ}} + \bar{\eta} \bar{Q}_{\text{ПГУ}}}{(1 + \beta_{\text{ДЖ}})}, \quad (9.29)$$

где $\bar{\eta}$ — коэффициент пропорциональности [см. (9.9)].

Эти соотношения использованы для построения диаграмм режимов работы ПГУ-ТЭЦ для конкретных условий, например:

при выбранной (заданной) температуре наружного воздуха;

для тепловой схемы определенной конфигурации с конкретным типом энергетической ГТУ;

для моно-, дубль- или трипл-блочной тепловой схемы энергоблока ПГУ-ТЭЦ;

для принятого температурного графика сетевой воды (150/70 °С; 130/70 °С и др.) и других условий.

Ниже приведены примеры диаграмм режимов для четырех вариантов конфигураций тепловой схемы ПГУ-ТЭЦ (см. рис. 9.4—9.7). Они построены для температуры наружного воздуха $T_{\text{нв}} = -26$ °С и температурного графика 150/70 °С с использованием моноблочной схемы теплоэлектроцентрали и энергетической ГТУ типа V64.3A (Siemens). Для большей наглядности на диаграммах нанесены КПД ПГУ по производству электроэнергии, определяемые для двух методов разделения топлива на ТЭЦ между видами производимой продукции:

для пропорционального метода, изложенного в § 9.2 (штрих-пунктирные линии — $\eta_{\text{ПГУ}}^{3(n)}$);

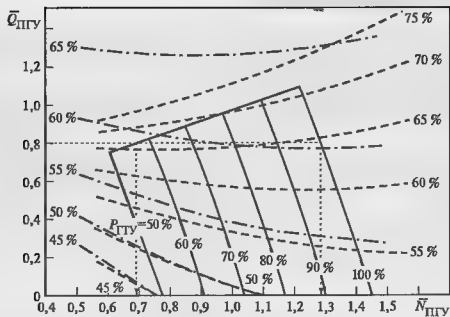


Рис. 9.19. Диаграмма режимов работы ПГУ-ТЭЦ варианта 1а ($P_{ГТУ}$ — нагрузка ГТУ, %)

для физического метода, ранее используемого в российской энергетике (пунктирные линии — $\eta_{ПГУ}^{э(ф)}$).

Из диаграммы режимов для тепловой схемы ПГУ-ТЭЦ варианта 1а (см. рис. 9.4) видно, что определенную тепловую мощность можно генерировать с различным КПД производства электроэнергии (рис. 9.19). Например, тепловую мощность $\bar{Q}_{ПГУ} = 0,8$ или $Q_T = 64,1$ МВт в абсолютных единицах можно обеспечить с наибольшей эффективностью при работе ГТУ с номинальной (100 %) нагрузкой и частичным пропуском пара в конденсатор (пропорциональный метод). Выработка электрической энергии составит $\bar{N}_{ПГУ} = 1,28$ или $N_{ПГУ} = 102,5$ МВт. В максимальном теплофикационном режиме (принято $\alpha_{ТЭЦ} = 1$) отношение тепловой мощности к электрической составляет 0,9, а коэффициент относительной мощности ПГУ $K_{ПГУ}$ изменяется от 0,69 до 0,83.

Диаграмма на рис. 9.20 отражает возможные режимы работы ПГУ-ТЭЦ варианта б (см. рис. 9.5) в конкретных условиях. Характер изменения показателей тепловой экономичности такой же, как на рис. 9.21. Отношение тепловой мощности к электрической (при коэффициенте теплофикации $\alpha_{ТЭЦ} = 0,6$) достигает 0,75. Это объясняется тем, что пар КУ не используется в сетевой подогревательной установке и, следовательно, не происходит снижения электрической мощности ПТ и всей ПГУ-ТЭЦ, поэтому, в частности, показатели тепловой экономичности в максимальном теплофикационном режиме несколько лучше по сравнению со схемой варианта 1а.

Парогазовая ТЭЦ варианта 1а (см. рис. 9.6) по своей схеме существенно отличается от рассмотренных выше: отсутствует конденсационная часть ПТ, имеются две камеры дожигания топлива в КУ (принято $\alpha_{ТЭЦ} = 1$). Таким образом, регулирование тепловой и электрической нагрузок может осуществляться не только изменением нагрузки ГТУ, но и изменением режима работы

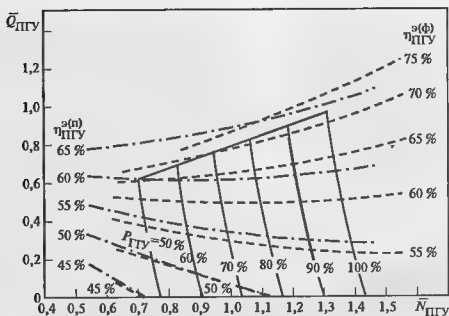


Рис. 9.20. Диаграмма режимов работы ПГУ-ТЭЦ варианта 1б
(φ) — физический метод разделения топлива на ТЭЦ, (n) — пропорциональный метод разделения топлива на ТЭЦ

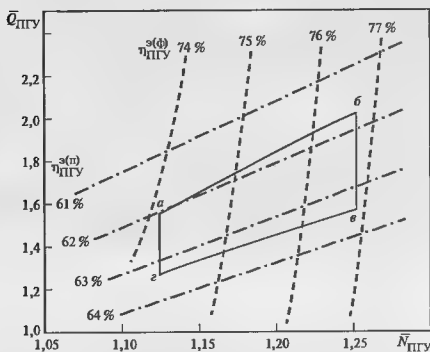


Рис. 9.21. Диаграмма режимов работы ПГУ-ТЭЦ варианта 1а (при 100 %-ной нагрузке ГТУ)

камер дожигания, а также байпасированием ГСП. Диаграмма режимов работы такой ТЭЦ показана на рис. 9.21, где выделена только область дожигания топлива в КУ. Область «а б—в—г» характеризует работу двух камер дожигания и их влияние на вырабатываемую электрическую и тепловую мощности установки: «а—г» — линия $\beta_{\text{дж}}^{\text{КД-1}} = 0$; «в—б» — $\beta_{\text{дж}}^{\text{КД-1}} = 0,15$; «г—в» — $\beta_{\text{дж}}^{\text{КД-2}} = 0$; «а—б» — $\beta_{\text{дж}}^{\text{КД-2}} = 0,15$.

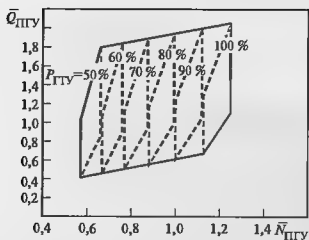


Рис. 9.22. Диаграмма режимов работы ПГУ-ТЭЦ варианта 1а

онных паросиловых ТЭЦ. Коэффициент относительной мощности ПГУ составляет $K_{ПГУ} = 0,8$.

Частным случаем этого варианта можно считать тепловую схему ПГУ-ТЭЦ, приведенную на рис. 9.7. Изменение тепловой мощности осуществляется частичным или полным байпасированием ГСП и изменением нагрузки энергетической ГТУ. При $T_{нв} = -26^\circ\text{C}$ коэффициент теплофикации, как для схемы ПГУ-ТЭЦ варианта 1б, $\alpha_{ТЭЦ} = 0,6$, а коэффициент относительной мощности $K_{ПГУ} = 0,78$. Дожигание топлива отсутствует (рис. 9.23).

Подобные диаграммы режимов можно составить для любого другого варианта тепловых схем ПГУ-ТЭЦ с использованием различных типов ГТУ.

Режимы работы ПГУ-ТЭЦ могут быть представлены как графически, так и аналитически, что удобно при применении персональных компьютеров. Аналитические выражения позволяют проводить оптимизацию режима работы в целях достижения наибольшего КПД ПГУ-ТЭЦ.

В общем случае при конкретном значении температуры наружного воздуха ($T_{нв} = \text{const}$) КПД производства электроэнергии на ПГУ-ТЭЦ может быть представлен в виде функции нескольких переменных:

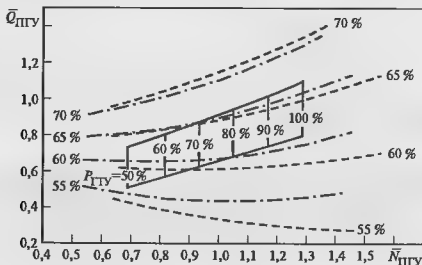


Рис. 9.23. Диаграмма режимов работы ПГУ-ТЭЦ варианта 1б

— $\eta_{ПГУ}^{(n)}$; - - $\eta_{ПГУ}^{(ф)}$

В результате дожигания топлива в первой камере дожигания КД-1 на входе в котел увеличивается температура газов и снижается их температура перед ГСП, что уменьшает его тепловую мощность.

Полный диапазон изменения тепловой и электрической мощностей ПГУ-ТЭЦ в относительных единицах приведен на рис. 9.22. Отношение максимальной тепловой мощности к электрической при наибольшей степени дожигания достигает значения 1,61 (при $\alpha_{ТЭЦ} = 1$), что сравнимо с аналогичным показателем традиционных паросиловых ТЭЦ.

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \varphi(Q_{\text{ПГУ}}, N_{\text{ПГУ}}, P_{\text{ГТУ}}, \beta_{\text{дж}}), \quad (9.30)$$

где $Q_{\text{ПГУ}}$, $N_{\text{ПГУ}}$ — тепловая и электрическая мощности установки; $P_{\text{ГТУ}}$ — нагрузка ГТУ, %; $\beta_{\text{дж}}$ — степень дожигания топлива.

Электрическая мощность ТЭЦ, в свою очередь, является функцией тепловой мощности, нагрузки ГТУ и степени дожигания топлива в КУ:

$$N_{\text{ПГУ}} = \psi(Q_{\text{ПГУ}}, P_{\text{ГТУ}}, \beta_{\text{дж}}). \quad (9.31)$$

Таким образом, эффективность производства электроэнергии на ПГУ-ТЭЦ

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \varphi(Q_{\text{ПГУ}}, P_{\text{ГТУ}}, \beta_{\text{дж}}). \quad (9.32)$$

Зададим необходимое значение тепловой мощности $Q_{\text{ПГУ}}$ для рассматриваемой температуры воздуха (в соответствии с графиком тепловой нагрузки). Тогда функция трех переменных (9.32) превращается в функцию двух переменных:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \xi(P_{\text{ГТУ}}, \beta_{\text{дж}}), \quad (9.33)$$

и показатели тепловой экономичности в данном режиме (при заданных значениях $T_{\text{нв}}$ и $Q_{\text{ПГУ}}$) будут определяться нагрузкой ГТУ и степенью дожигания топлива в КУ. Для расчета наибольшего значения электрического КПД необходимо найти максимум функции двух переменных в диапазоне допустимых значений этих переменных (рис. 9.24):

$$\begin{cases} P_{\text{ГТУ}}^{\max} \geq P_{\text{ГТУ}} \geq P_{\text{ГТУ}}^{\min}; \\ \beta_{\text{дж}}^{\max} \geq \beta_{\text{дж}} \geq \beta_{\text{дж}}^{\min}. \end{cases} \quad (9.34)$$

Для этого, как известно из теории дифференциального исчисления, решается система дифференциальных уравнений:

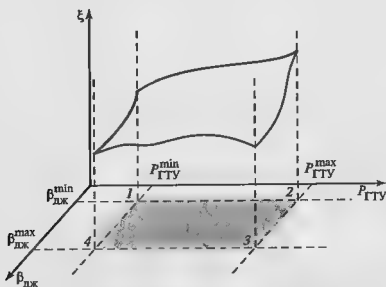


Рис. 9.24. Определение максимума функции двух переменных

$$\begin{cases} \frac{\partial \xi}{\partial P_{\text{ГТУ}}} = 0; \\ \frac{\partial \xi}{\partial \beta_{\text{дж}}} = 0. \end{cases} \quad (9.35)$$

Если в результате вычислений выясняется, что функция не имеет максимума на всем диапазоне изменения значений переменных, то необходимо исследовать на наличие максимального значения $\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \xi(P_{\text{ГТУ}}, \beta_{\text{дж}})$ границы области определения $P_{\text{ГТУ}}$ и $\beta_{\text{дж}}$ (9.34), обозначенной 1—2—3—4 на рис. 9.24.

Несмотря на большую сложность использования аналитических зависимостей по сравнению с графическим методом, применение персональных компьютеров делает привлекательным такой способ исследования режимов работы. К тому же появляется возможность учитывать изменение параметров и показателей энергоблока вследствие деградации оборудования путем введения поправочных зависимостей (главным аргументом может быть количество часов наработки после ремонтов и др.).

9.7. ГОДОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПГУ-ТЭЦ

Необходимо отметить, что на тепловых электростанциях осуществляется производство (выработка) определенного количества электрической энергии $\mathcal{E}$ и теплоты Q , размерность этих величин кВт · ч или кДж (1 кВт · ч = 3600 кДж). За вычетом потребления энергии в технологическом процессе ТЭС на собственные нужды $\Delta \mathcal{E}_{\text{сн}}$ и $\Delta Q_{\text{сн}}$, имеет место отпуск (потребление) электрической энергии и теплоты (нетто показатели ТЭС) $\mathcal{E}''$ и Q'' .

Технологический процесс на ТЭС характеризуется преобразованием химической энергии органического топлива последовательно в тепловую, потенциальную, кинетическую, механическую, электрическую и другие виды энергии в зависимости от тепловой схемы и в соответствии с законом сохранения энергии. Скорость передачи этой энергии принято называть мощностью, где $N = (\text{переданная энергия})/\text{время} = \mathcal{E}/t$ имеет единицу Дж/с = ватт.

Диаграммы режимов, аналогичные рассмотренным выше, могут быть составлены для любой температуры наружного воздуха. Это необходимо для определения оптимального режима работы (с максимальным КПД) при различных значениях температуры воздуха с целью рассчитать показатели работы ПГУ в течение года. Диаграммы, составленные для разных температур, могут быть сведены в одну годовую диаграмму режимов работы ПГУ-ТЭЦ с КУ.

Использование годовых диаграмм работы рассмотрено на примере ПГУ-ТЭЦ тепловой схемы варианта Ia. Диапазон изменения температуры воздуха в течение года для данного региона разбивают на участки. Для иллюстрации был принят диапазон колебания температуры воздуха от -30 до $+40$ °С, который условно был поделен на три участка с граничными температурами -30 °С, 0 °С и $+40$ °С. Для этих температур были рассчитаны диаграммы режимов работы энергоблока в относительных координатах «тепловая мощность — электрическая мощность» (рис. 9.25).

Из рис. 9.25 видно, что максимальные значения относительной тепловой мощности практически не изменяются, в то время как наблюдается увеличение относительной электрической мощности с повышением температуры воздуха. Это не означает, что в абсолютных единицах прослеживается аналогичная тенденция. Диаграммы, построенные в абсолютных единицах мощности, были бы неудобными для использования. К тому же погрешность определения относительных показателей мощности энергоблока для промежуточных значений температуры воздуха значительно меньше погрешности определения абсолютных показателей.

Максимальная тепловая мощность при температуре 30 °С для энергоблока ПГУ-ТЭЦ с тепловой схемой 1а составляет 88,5 МВт (а электрическая мощность в этом режиме — 97,1 МВт). Максимальная электрическая мощность наблюдается при этой же температуре воздуха в конденсационном режиме и составляет 117,5 МВт.

Для расчета годовых показателей необходимо знать расход теплоты сжигаемого топлива на энергоблок или станцию.

При учете влияния температуры наружного воздуха функция трех переменных (9.32) превращается в функцию четырех переменных:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \xi(Q_{\text{тг}}, P_{\text{ГТУ}}, \beta_{\text{дж}}, T_{\text{г}}). \quad (9.36)$$

Определение максимума такой функции сопряжено со значительными сложностями, но использование персональных компьютеров расчета значительно упрощает эту процедуру.

При оценке показателей экономичности когенерационных установок важную роль играет температура наружного воздуха. Для их расчета на паросиловых ТЭЦ используется апробированная методика, широко освещенная в литературе.

На энергетические показатели ПГУ существенное влияние оказывает изменение температуры наружного воздуха, поэтому расчетные исследования необходимо проводить на всем диапазоне годовых колебаний температуры. При этом меняется электрическая мощность ГТУ — основного элемента ПГУ, а также расход и температура газов на выходе из ГТ (рис. 9.26).

Парогазовые ТЭЦ с КУ — высокоэкономичные когенерационные энергетические установки. Пример тепловой схемы такой ПГУ-ТЭЦ приведен на рис. 9.4, а сама станция (Северо-Западная ТЭЦ в г. Санкт-Петербурге) находится в работе с декабря 2000 г.

Работу ПГУ-ТЭЦ предлагается оценивать по показателям двух типов: суммарным за год и годовым показателям экономичности. Суммарные годовые показатели характеризуют количественную сторону работы ПГУ ТЭЦ: количе-

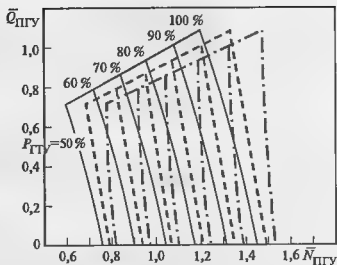


Рис. 9.25. Примеры годовых диаграмм режимов работы энергоблока ПГУ-ТЭЦ варианта 1а

— — — — — $T_{\text{нв}} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$, — — — — — $T_{\text{нв}} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$; — — — — — $T_{\text{нв}} = +40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

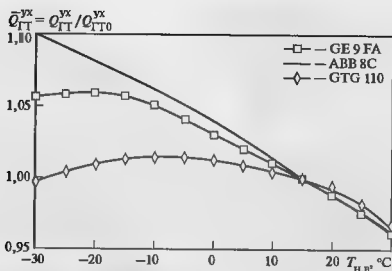


Рис. 9.26. Относительное изменение теплоты уходящих газов ГТУ разных типов в зависимости от температуры наружного воздуха

ство отпущенной потребителям электрической энергии и теплоты и суммарное количество топлива на ТЭЦ. Они позволяют определить затраты на топливо и прибыль от реализации отпущенной электрической энергии и теплоты.

Годовые показатели тепловой экономичности позволяют дать *качественную* оценку работы ПГУ-ТЭЦ и характеризуются годовыми коэффициентами полезного действия по отпуску электрической энергии и теплоты, годовым КПД использования теплоты топлива и годовой удельной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении. Эти показатели не дают однозначного ответа на вопрос о преимуществах конкретного технического решения без учета капиталовложений, но их можно использовать при сравнении вариантов работы на конкретной ПГУ-ТЭЦ.

При расчете годовых показателей тепловой экономичности необходимо задать изменение среднесуточной температуры в течение года в интервале $T_{\min} < T_i < T_{\max}$ и зависимость числа часов работы n_i при температуре воздуха, равной T_i или ниже, на всем диапазоне температур в виде функции $n_i = f(T_i)$, аппроксимируя статистические справочные данные. Шаг изменения температуры воздуха выбирают возможно меньшим: $\Delta T = 1\text{—}2^\circ\text{C}$. В результате можно определить число расчетных точек на всем диапазоне изменения температуры воздуха:

$$m = \left(\frac{T_{\max} - T_{\min}}{\Delta T} \right) + 1. \quad (9.37)$$

Для каждой i -й расчетной точки определяют число часов в году с температурой воздуха, лежащей в интервале от $T_i - \Delta T/2$ до $T_i + \Delta T/2$ включительно. Например, $k_i = n_i - n_{i-1} = \Phi(T_i) - \Phi(T_{i-1})$. График зависимости числа часов k_i от температуры приведен на рис. 9.27.

Если известен план эксплуатации оборудования ПГУ-ТЭЦ с учетом плановых ремонтов, то число рабочих часов составит $k_i^{\text{н}} = k_i - k_i^{\text{р}}$, где $k_i^{\text{р}}$ — число часов выхода ТЭЦ из-под нагрузки, а $\mu_i = k_i^{\text{н}}/k_i$.

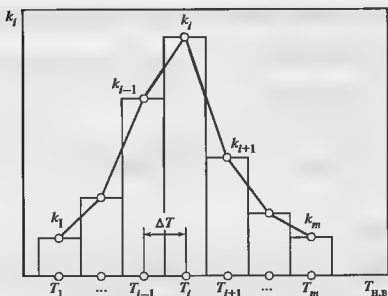


Рис. 9.27. Изменение числа часов работы в году при изменении температуры воздуха T_i

Годовые показатели ПГУ-ТЭЦ можно определить из приведенных ниже уравнений.

Суммарное количество отпущенной теплоты, ГДж,

$$Q_{\text{ПГУ}}^{\text{год}} = 3,6 \sum_{i=1}^m Q_{\text{ти}} (1 - q_{\text{сн}i}) k_i (1 - \mu_i). \quad (9.38)$$

Суммарное количество отпущенной электроэнергии, кВт · ч,

$$\mathcal{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{год}} = 10^3 \sum_{i=1}^m N_{\text{ПГУ}i}^{\mathcal{E}} (1 - \varepsilon_{\text{сн}i}) k_i (1 - \mu_i). \quad (9.39)$$

Суммарное количество теплоты сжигаемого топлива, ГДж,

$$Q_{\text{с}}^{\text{ПГУ год}} = 3,6 \sum_{i=1}^m Q_{\text{с}i}^{\text{ПГУ}} k_i (1 - \mu_i). \quad (9.40)$$

Годовой КПД отпуска электроэнергии

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\mathcal{E} \text{ год}} = \frac{\sum_{i=1}^m \eta_{\text{ПГУ}i}^{\mathcal{E}} k_i (1 - \mu_i)}{\sum_{i=1}^m k_i (1 - \mu_i)}. \quad (9.41)$$

Годовой КПД отпуска теплоты внешнему потребителю

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{Т год}} = \frac{\sum_{i=1}^m \eta_{\text{ПГУ}i}^{\text{Т}} k_i (1 - \mu_i)}{\sum_{i=1}^m k_i (1 - \mu_i)}. \quad (9.42)$$

Коэффициенты полезного действия $\eta_{\text{ПГУ}i}^{\mathcal{E}}$ и $\eta_{\text{ПГУ}i}^{\text{Т}}$ определяют в зависимости от принятого метода разделения топлива на ТЭЦ между видами отпуска

каемой энергии (например, физический, пропорциональный, эксергетический и др.).

Годовой КПД использования теплоты топлива (полный КПД ТЭЦ):

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{ит год}} = \frac{3,6 \cdot 10^{-3} \mathfrak{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{год}} + Q_{\text{ПГУ}}^{\text{год}}}{Q_{\text{с}}^{\text{ПГУ год}}} \quad (9.43)$$

Среднегодовая удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$\mathfrak{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{т год}} = \mathfrak{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{год}} / Q_{\text{ПГУ}}^{\text{год}} \quad (9.44)$$

Полученные суммарные годовые показатели и показатели тепловой экономичности служат исходными данными для проведения исследований финансовой эффективности конкретного проекта ПГУ-ТЭЦ.

Упрощение схемы отпуска теплоты от ПГУ-ТЭЦ заключается в том, что считают, что тепловая энергия отпускается в теплофикационной установке ПГУ-ТЭЦ (из отборов ПТ и с паром КУ) и в пиковом водогрейном котле (ПВК), т.е. суммарное количество теплоты на внешнего потребителя $Q_{\text{тп}} = Q_{\text{т}} + Q_{\text{ПВК}}$. Как обычно, коэффициент теплофикации определяется из выражения

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}} = \frac{Q_{\text{т}}}{Q_{\text{тп}}} = \frac{T_{\text{пр}} - T_{\text{ос}}}{T_{\text{нс}} - T_{\text{ос}}}, \quad (9.45)$$

где $Q_{\text{т}}$ — теплота, отпускаемая с ПГУ-ТЭЦ; $Q_{\text{ПВК}}$ — теплота, отпускаемая с ПВК; $T_{\text{ос}}$, $T_{\text{пр}}$, $T_{\text{нс}}$ — соответственно температуры обратной сетевой воды, сетевой воды перед ПВК и прямой сетевой воды.

Для определенной температуры наружного воздуха $T_{\text{нв}i}$ находят максимальную тепловую мощность ТФУ ПГУ-ТЭЦ $Q_{T_i}^{\text{max}}$, при расчете основным критерием служит минимальный пропуск пара в конденсатор ПТ. Для этого режима имеют место соответствующие значения электрической мощности $N_{\text{ПГУ}i}^3$ и расхода теплоты топлива $Q_{\text{ПГУ}i}^{\text{с}}$. Необходимая мощность ПВК в расчетном режиме

$$Q_{\text{ПВК}i} = Q_{T_i}^{\text{max}} \frac{1 - \alpha_{\text{ТЭЦ}i}}{\alpha_{\text{ТЭЦ}i}} = Q_{T_i}^{\text{max}} \frac{T_{\text{нс}i} - T_{\text{пр}i}}{T_{\text{пр}i} - T_{\text{ос}i}}, \quad (9.46)$$

а соответствующий расход теплоты топлива $Q_{\text{с}i}^{\text{ПВК}}$ определяют с учетом КПД водогрейного котла.

Указанные величины позволяют определить показатели тепловой экономичности рассматриваемого режима работы ПГУ-ТЭЦ, например КПД использования теплоты топлива:

$$\eta_{\text{ТЭЦ}i}^{\text{ит}} = \frac{N_{\text{ПВК}i}^3 + Q_{\text{т}i} + Q_{\text{ПВК}i}}{Q_{\text{с}i}^{\text{ПГУ}} + Q_{\text{с}i}^{\text{ПВК}}} \quad (9.47)$$

Таблица 9.1. Годовые показатели работы ПГУ-ТЭЦ с разными вариантами тепловых схем

Показатель	Вариант тепловой схемы			
	Ia	Iб	IIa	IIб
$N_{\text{ПГУ}}^3$, Мвт, при $T_{\text{н.в}} = -26^\circ\text{C}$	95,9	104,4	98,71	103,06
$Q_{\text{т}}/Q_{\text{т.п}}$ при $T_{\text{н.в}} = -26^\circ\text{C}$	87,1/87,1	78,3/133,4	163,7/163,7	88,6/145,5
$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э(ф)год}}, \%$	78,92	78,80	83,12	81,87
$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{т(ф)год}}, \%$	98,0	97,94	98,0	97,94
$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э(п)год}}, \%$	67,63	67,56	64,83	68,42
$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{т(п)год}}, \%$	135,27	134,66	129,66	136,37
$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{и т год}}, \%$	86,05	86,00	91,06	88,44
$\Sigma_{\text{ПГУ}}^{\text{год}}$, млн кВт·ч	842,8	841,8	877,2	829,5
$Q_{\text{ПГУ}}^{\text{год}}$, тыс. ГДж	2282,5	2312,7	4306,7	2509,4
$Q_{\text{с}}^{\text{ПГУ год}}$, тыс. ГДж	6178,8	6213,5	8197,1	6213,8

Примечание. (ф) — физический, (п) — пропорциональный методы разделения топлива на ТЭЦ.

В качестве примера использования предлагаемой методики оценки вариантов тепловых схем ПГУ-ТЭЦ приведены данные для четырех вариантов установок (табл. 9.1):

ПГУ-ТЭЦ по вариантам Ia и Ib с двухконтурными КУ без дожигания топлива ($\beta_{\text{дж}} = 0$). В первом случае $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$, отсутствует ПВК (его заменяет отбор пара из котла). Во втором случае предусмотрен ПВК;

ПГУ-ТЭЦ по вариантам IIa и IIб с одноконтурными КУ. В первом случае отсутствует ПВК, его заменяет дожигание топлива, а во втором использован ПВК. В хвостовой части КУ установлены газовые сетевые подогреватели, работающие параллельно с сетевой установкой ПТ. Расчеты сделаны для ГТУ типа V64.3A (Siemens) применительно к температурному графику сетевой воды 150/70 °C в интервале температур наружного воздуха от -30 до +40 °C. Использованы пакеты программных средств, разработанных в НИЛ «ГТУ и ПГУ ТЭС» кафедры ТЭС МЭИ.

Из приведенного расчетного исследования видно, что годовые показатели экономичности ПГУ-ТЭЦ для варианта I выше, чем для варианта II. Значения КПД отпуска электроэнергии в вариантах IIa и IIб зависят от метода разделения топлива.

Целесообразность и эффективность использования того или иного варианта тепловой схемы ПГУ-ТЭЦ определяют для конкретных условий работы.

Это задача технико-экономических исследований применительно к конкретному району.

На стадии технико-экономического обоснования проекта варианты ТЭЦ различаются составом основного энергетического оборудования, тепловой схемой, режимами работы и др. Имеет место также различное количество отпускаемой электрической энергии и теплоты. В связи с этим корректное сравнение вариантов энергосбережения обеспечивается выравниванием отпускаемых электрической энергии и теплоты с помощью замещающей энергии. Дополнительная теплота вырабатывается замещающей котельной, а дополнительная электроэнергия — на замещающей КЭС. На рис. 9.28 показана обобщенная схема варианта энергоснабжения района.

Приведенные удельные расходы теплоты топлива на отпущенную электроэнергию и теплоту для j -го варианта энергоснабжения определяются из выражений:

$$b_j^3 = \frac{b_{\text{ПГУ}}^3 N_{\text{ПГУ}}^3 + b_{\text{КЭС}}^3 \Delta N_{\text{КЭС}}^3}{N_{\text{ПГУ}}^3 + \Delta N_{\text{КЭС}}^3}, \quad (9.48)$$

$$b_j^T = \frac{b_{\text{ПГУ}}^T Q_{\text{T}} + b_{\text{кот}}^T \Delta Q_{\text{T}}}{Q_{\text{T}} + \Delta Q_{\text{T}}}, \quad (9.49)$$

где $b_{\text{КЭС}}^3$ и $b_{\text{кот}}^T$ — удельные расходы топлива на единицу отпущенной энергии соответственно КЭС и котельной.

Уравнения (9.48) и (9.49) позволяют получить зависимости для расчета приведенных часовых показателей экономичности сравниваемых вариантов энергоснабжения при конкретной температуре наружного воздуха:

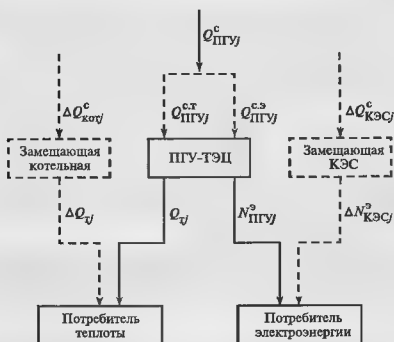


Рис. 9.28. Общая схема j -го варианта энергоснабжения района

КПД отпуска электроэнергии потребителю

$$\eta_j^э = \frac{\frac{N_{\text{ПГУ}j}^э + \Delta N_{\text{КЭС}j}^э}{N_{\text{ПГУ}j}^э + \frac{\Delta N_{\text{КЭС}j}^э}{\eta_{\text{КЭС}j}^э}}}{\eta_{\text{ПГУ}j}^э} ; \quad (9.50)$$

КПД отпуска теплоты потребителю

$$\eta_j^т = \frac{\frac{Q_{\text{т}j} + \Delta Q_{\text{т}j}}{Q_{\text{т}j} + \frac{\Delta Q_{\text{т}j}}{\eta_{\text{кот}j}}}}{\eta_{\text{ПГУ}j}^т} ; \quad (9.51)$$

коэффициент использования теплоты топлива

$$\eta_j^{\text{нт}} = \frac{N_{\text{ПГУ}j}^э + \Delta N_{\text{КЭС}j}^э + Q_{\text{т}j} + \Delta Q_{\text{т}j}}{Q_{\text{ПГУ}j}^э + \Delta Q_{\text{КЭС}j}^э + \Delta Q_{\text{кот}j}} . \quad (9.52)$$

Как было сказано выше, диапазон температур наружного воздуха разбивается на m участков и для каждого значения температуры воздуха T_i рассчитывают значения замещающей тепловой и электрической мощности

$$\Delta Q_{\text{т}ji} = Q_{0i} - Q_{\text{т}ji} \quad \text{и} \quad \Delta N_{\text{КЭС}ji}^э = N_{0i} - N_{\text{ПГУ}ji}^э . \quad (9.53)$$

Здесь Q_{0i} , N_{0i} — базовые значения соответственно тепловой и электрической мощности для всех рассматриваемых вариантов энергоснабжения.

После этого в зависимости от типа замещающих энергоустановок для каждого значения температуры T_i определяют КПД отпуска замещающей энергии от этих станций $\eta_{\text{КЭС}ji}$ и $\eta_{\text{кот}ji}$. Затем рассчитывают приведенные показатели экономичности по формулам (9.50) и (9.51) для каждого значения температуры T_i . Годовые показатели экономичности схем энергоснабжения определяют по аналогии с (9.41) и (9.42):

годовой приведенный КПД отпуска электроэнергии

$$\eta_j^{\text{э, год}} = \frac{\sum_{i=1}^m \eta_{ji}^э k_i (1 - \mu_i)}{\sum_{i=1}^m k_i (1 - \mu_i)} ; \quad (9.54)$$

годовой приведенный КПД отпуска теплоты

$$\eta_j^{\text{т год}} = \frac{\sum_{i=1}^m \eta_{ji}^т k_i (1 - \mu_i)}{\sum_{i=1}^m k_i (1 - \mu_i)} . \quad (9.55)$$

Годовая недовыработка электроэнергии в каждом j -м варианте оценивается как разность отпущенной электроэнергии в базовом и рассматриваемом вариантах

$$\Delta \mathcal{E}_j^{\text{год}} = 10^3 \sum_{i=1}^m [N_{0i} - N_{\text{ПГУ}ji}^{\text{э}} (1 - \varepsilon_{\text{сн}ji})] k_i (1 - \mu_i). \quad (9.56)$$

Годовая недовыработка тепловой энергии

$$\Delta Q_j^{\text{год}} = 3,6 \sum_{i=1}^m [Q_{0i} - Q_{\text{Т}ji} (1 - q_{\text{сн}ji})] k_i (1 - \mu_i). \quad (9.57)$$

Приведенные показатели позволяют оценить экономичность варианта схемы энергоснабжения данного района и проводить исследования по его оптимизации.

9.8. ДОЖИГАНИЕ ТОПЛИВА В КУ ПГУ-ТЭЦ

Метод дожигания топлива в среде выходных газов ГТУ на конденсационных ПГУ с КУ был рассмотрен в предыдущей главе. На ПГУ-ТЭЦ дожигание топлива (прежде всего природного газа) делается с той же целью: стабилизировать параметры газа перед КУ, увеличить мощность установки, а кроме того, повысить отпуск теплоты внешним потребителям.

Установкой с дожиганием топлива в КУ принято называть систему, в которой температура газов на входе в котел вследствие дожигания не превышает 900 °С.

В тепловой схеме ПГУ-ТЭЦ можно выделить так называемый **энергетический модуль**, состоящий из ГТУ и КУ. Для исследования работы такого модуля был взят одноконтурный КУ, в хвостовой части которого был предусмотрен ГСП, работающий параллельно с сетевой подогревательной установкой теплофикационной ПТ. Были рассмотрены варианты с одной (рис. 9.29, а) и двумя (рис. 9.29, б) камерами дожигания.

Котел с одной КД предназначен преимущественно для выработки максимального количества пара необходимых параметров. Более глубокое охлаждение газов после экономайзера осуществляется изменением нагрузки ГСП.

В котле с двумя КД существуют определенные ограничения, обуславливающие компоновку поверхностей теплообмена в котле. Прежде всего, это относится к температуре газов на входе во вторую КД, установленную перед ГСП. По рекомендации производителей КУ эта температура не должна быть ниже 250 °С для обеспечения полного выгорания дожигаемого топлива. Парогенерирующие поверхности не должны снижать температуру газов перед второй КД ниже этого значения. Соответственно возрастает тепловая нагрузка ГСП (при равенстве потерь теплоты с уходящими газами). В этом заключается существенное отличие КУ с двумя КД от КУ с одной КД между котлами-утилизаторами двух типов.

Для анализа изменения характеристик КУ при работе одной или двух КД были выполнены поверочные расчеты КУ в энергетическом модуле, в состав которого входила ГТУ типа V64.3A (Siemens). Расчеты были сделаны для диапазона температур наружного воздуха от -26 до +30 °С и нагрузок ГТУ 100, 80

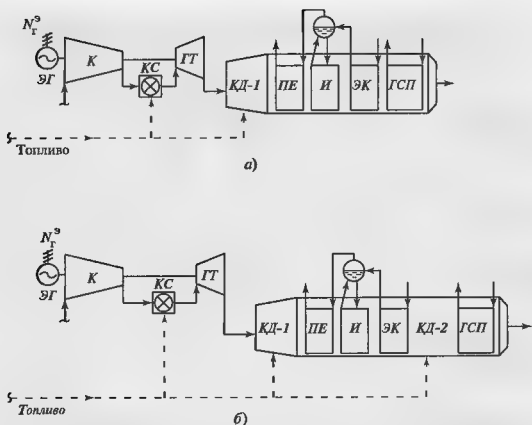


Рис. 9.29. Тепловая схема энергетического модуля ПГУ-ТЭЦ с одноконтурным КУ, ГСП и двумя камерами дожигания КД-1 и КД-2

а — одноступенчатое дожигание топлива; *б* — двухступенчатое дожигание топлива

и 60 %. Был использован КУ горизонтальной конструкции с типовыми секциями, разработанными «Подольским машиностроительным заводом».

Были исследованы режимы работы энергетического модуля (рис. 9.30, *а*), в которых температура газов после КД-1 повышалась до 600 °С. Результаты расчетов приведены в табл. 9.2. Особенностью ГТУ типа V64 серий 3 и 3А фирмы Siemens и ГТУ ряда других фирм является наличие технических средств стабилизации температуры газов за ГТ в диапазоне нагрузок от 55 до 100 %. Расход газов за ГТУ в этом же диапазоне меняется линейно. Динамика изменения параметров установки остается примерно постоянной для всех температур наружного воздуха. Параллельно с этими расчетами для сравнения был выполнен конструкторский расчет исследуемого КУ без применения дожигания топлива.

Результаты выполненных расчетов показали следующее:

паропроизводительность котла в результате дожигания топлива и повышения температуры газов на входе до 600 °С (увеличение составило от 14 до 30 °С) возросла в среднем на 5—7 % независимо от нагрузки;

температура перегретого пара за котлом увеличилась на 7—8 °С. Это увеличение происходит как с повышением температуры наружного воздуха, так и с уменьшением нагрузки. В этом случае потребуется использовать пароохладители и обеспечить допустимую температуру на входе в ПТ. Повышение температуры перегретого пара с понижением нагрузки вызвано уменьшением расхода газов и соответственно паропроизводительности котла;

Таблица 9.2. Параметры работы КУ при дожигании топлива в одной КД (см. рис. 9.29, а) и повышении температуры газов на входе в котел до 600 °С

Параметр	Нагрузка ГТУ, %	Температура наружного воздуха, °С					
		-26	-10	-3,6	0	15	30
Температура выходных газов ГТУ типа V64.3A, °С	100	570,8	572,4	573,2	573,8	578	586,4
	80	570,8	572,4	573,2	573,8	578	586,4
	60	570,8	572,4	573,2	573,8	578	586,4
Расход генерируемого в котле пара, кг/с	100	31,03	29,78	29,26	28,96	27,66	26,24
	80	26,70	25,62	25,16	24,91	23,79	22,55
	60	22,86	21,93	21,55	21,33	20,39	19,34
Температура перегретого пара, °С	100	555	556,1	556,5	556,8	557,9	559,2
	80	558,7	559,8	560,2	560,4	561,5	562,8
	60	562,5	563,4	563,9	564,1	565,1	566,3
Температура газов за экономайзером, °С	100	195,8	195,2	194,9	194,8	194,2	193,5
	80	193,7	193,2	192,9	192,8	192,2	191,6
	60	191,8	191,3	191,1	190,9	190,4	189,9

применение дожигания топлива понижает температуру газов за экономайзером по сравнению с температурой газов в режиме без дожигания. Это объясняется увеличением теплосъема парогенерирующих поверхностей и повышением паропроизводительности котла. Это обстоятельство необходимо учитывать при проектировании КУ с двумя КД в связи с требованием обеспечить минимальную температуру газов перед КД-2 не ниже 250 °С.

Распределение относительной мощности потоков теплоносителей для КУ с одной КД приведено на рис. 9.30. По оси абсцисс отложена относительная теплота сгорания топлива при i -й нагрузке ГТУ, определяемой по формуле

$$\bar{Q}_i^{\text{топл}} = \frac{Q_i^{\text{топл}}}{Q_{\text{ГТУ } 100\%}^{\text{топл}}} 100\%, \quad (9.58)$$

где $Q_i^{\text{топл}} = Q_{\text{ГТУ } 100\%}^{\text{топл}} + Q_{\text{КУ}}^{\text{топл}}$ — суммарная теплота сжигаемого в ГТУ и в КД котла топлива, кВт; $Q_{\text{ГТУ } 100\%}^{\text{топл}} = B_{\text{ГТ } 100\%} Q_i^{\text{Г}}$ — теплота топлива, сжигаемого в ГТУ при 100 %-ной нагрузке, кВт.

На рис. 9.30 показана линейная зависимость мощностей тепловых потоков пара и сетевой воды в ГСП при увеличении нагрузки ГТУ до номинальной (до 100 %). При включении КД линейный характер сохраняется, но меняются углы наклона прямых. Электрическая мощность ГТУ остается постоянной, а тепловая мощность КУ значительно увеличивается, снижая мощность ГСП, что происходит из-за снижения температуры газов за экономайзером котла (табл. 9.2).

При повышении температуры газов перед котлом в результате дожигания теоретически можно получить почти нулевую мощность ГСП. Это будет достигнуто при большой паропроизводительности котла и значительных расходах питательной воды. Температурный напор на холодном конце экономайзера

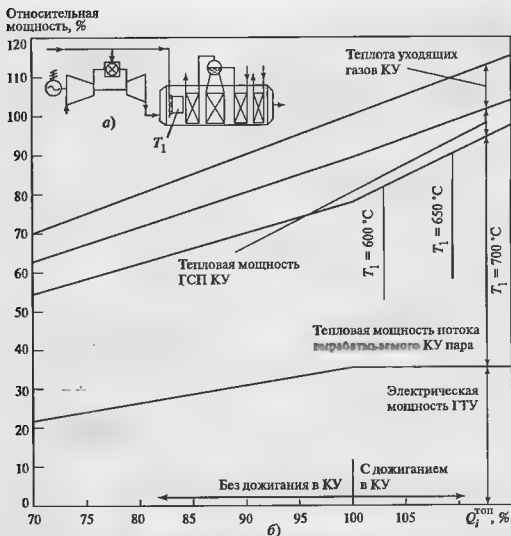


Рис. 9.30. Тепловая схема (а) и распределение относительной мощности яотов теплоносителей в одноконтурном КУ ПГУ-ТЭЦ с одной КД (б)

будет стремиться к нулю, т.е. будут выравнены температура входящей в экономайзер воды и температура уходящих газов. Если визуальнo продолжить прямые линии в правой части рисунка, то можно получить точку их пересечения, ограничивающую мощность ГСП. Такой режим практически неосуществим по ряду причин (нарушение гидродинамики котла, недопустимо высокая температура газов перед котлом и др.).

Были исследованы также режимы работы энергетического модуля (см. рис. 9.31, б), в которых в КУ работают две камеры дожигания КД-1 и КД-2, а КУ имеет меньшую площадь парогенерирующей поверхности. ГТУ работает в диапазоне нагрузки от 60 до 100 % с последующим включением двух КД. Результаты исследований приведены на рис. 9.31.

По сравнению с диаграммой на рис. 9.30 для нагрузки ГТУ не более 100 % на рис. 9.31 видно уменьшение мощности парового потока котла при двухступенчатом дожигании из-за увеличения тепловой мощности ГСП при одинаковых потерях теплоты с уходящими газами котла. Эта разница получается в результате повышения температуры газов за экономайзером со 195—200 °С (одна ступень дожигания) до 250 °С (работают обе ступени дожигания).

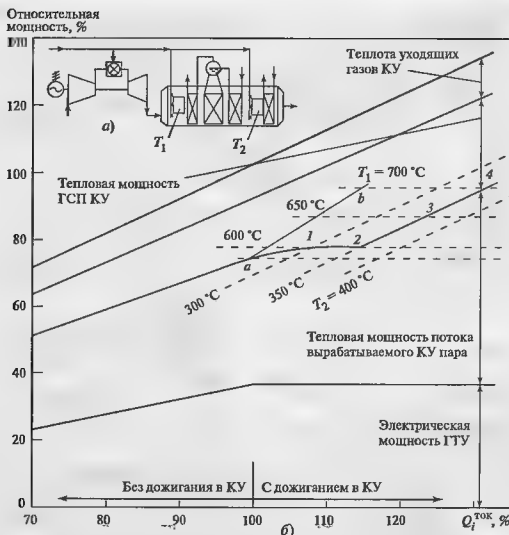


Рис. 9.31. Тепловая схема (а) и распределение относительной мощности потоков теплоносителей в одноконтурном КУ ПГУ-ТЭЦ с двумя КД (б)

На диаграмме линией $a-b$ показано распределение теплоты между паром и водой в ГСП при отключенной КД-2, где точка b соответствует температуре газов на входе в котел 700°C .

При одновременной работе обеих КД топлива были рассчитаны режимы с различным сочетанием температур за КД-1 и КД-2, что позволило построить пунктирную сетку: горизонтальные пунктирные линии определяют температуру газов за КД-1, а наклонные — за КД-2. В качестве примера на графике цифрами обозначены следующие режимы:

Параметр	Точки на рис. 9.31			
	1	2	3	4
Температура газов за КД-1, $^{\circ}\text{C}$	600	600	650	700
Температура газов за КД-2, $^{\circ}\text{C}$	300	350	350	350

Сплошная линия $a-1-2-3-4$ характеризует распределение тепловых мощностей между поверхностями парового контура и ГСП в указанном режиме работы КД.

Диаграмма на рис. 9.31 позволяет оптимизировать распределение топлива между КД в КУ в зависимости от тепловой и электрической нагрузок энергетического модуля или в схеме энергоблока ПГУ-ТЭЦ. Например, при 15 %-ном расходе топлива на дожигание (отметка по оси абсцисс 115 %) можно обеспечить за КД-1 температуру газов 700 °С, сжигая все дополнительное топливо в ней, за КД-2 — температуру примерно 380 °С, направляя все дополнительное топливо во вторую КД-2. В первом случае в итоге увеличивается электрическая мощность ПГУ-ТЭЦ, так как повышается паропроизводительность котла, а во втором — тепловая нагрузка ГСП.

Дожигание топлива в КУ используется на ПГУ-ТЭЦ в ряде стран мира. В Германии на ПГУ-ТЭЦ Nossener Brücke (г. Дрезден) применена тепловая схема с высокими маневренными характеристиками (рис. 9.32). Использованы три ГТУ типа V64.3 мощностью 62 МВт при КПД производства электроэнергии 35,4 % (по ISO). Каждая ГТУ имеет одноконтурный КУ с двумя КД. Тепловая схема ПГУ-ТЭЦ совпадает с той, которая показана на рис. 9.6. Все три котла направляют перегретый пар в ПТ с противодавлением с производственным и отопительными отборами пара. Пар отборов ПТ обеспечивает технологическую тепловую нагрузку и подогрев сетевой воды в двухступенчатой сетевой установке. Пик потребления теплоты обеспечивается свежим паром в пиковом паровом бойлере, а также включением КД перед ГСП в КУ. В режиме без дожигания топлива тепловая мощность ПГУ-ТЭЦ составляет 230 МВт, а в режиме двойного дожигания она возрастает до 480 МВт.

Изменение подвода топлива в обе КД всех трех котлов и нагрузки трех ГТУ позволяет ПГУ-ТЭЦ работать в широком диапазоне электрической и тепловой нагрузок.

В Германии в проектах некоторых ПГУ-ТЭЦ предусмотрены КУ, имеющие по газовому тракту до пяти ступеней дожигания топлива, что значительно расширяет маневренные возможности ТЭЦ, но усложняет ее эксплуатацию.

Сравнительный анализ влияния дожигания топлива в различных схемах ПГУ с КУ выполнен для ГТУ типа MS7001EA, работающих на природном газе. Рассмотрены следующие варианты ПГУ (General Electric):

А. Газотурбинная ТЭЦ с одноконтурным КУ, генерирующим технологический пар давлением 1,14 МПа. Дожигание топлива отсутствует.

В. Те же исходные условия. Дополнительно установлена КД топлива для повышения температуры газов на входе в КУ до 870 °С.

С. Парогазовая ТЭЦ с двухконтурным КУ без дожигания топлива с использованием ПТ с противодавлением. Параметры пара контура ВД: 8,72 МПа, 482 °С; контура пара НД: 1,14 МПа, 200 °С.

Д. Парогазовая ТЭЦ с одноконтурным КУ, в котором установлена КД для повышения температуры газов на входе до 870 °С. В котле генерируется пар с параметрами 8,72 МПа и 482 °С, поступающий в ПТ с противодавлением.

Е. Конденсационная ПГУ с двухконтурным КУ без дожигания топлива. Генерируемый пар (параметры его такие же, как в варианте С) поступает в конденсационную ПТ.

Г. Те же исходные условия, как и в варианте Е. Установлена КД топлива для повышения температуры газов на входе в КУ до 870 °С.

Результаты расчетных исследований — показатели рассмотренных ПГУ с КУ приведены на рис. 9.33. По оси абсцисс отложена тепловая нагрузка

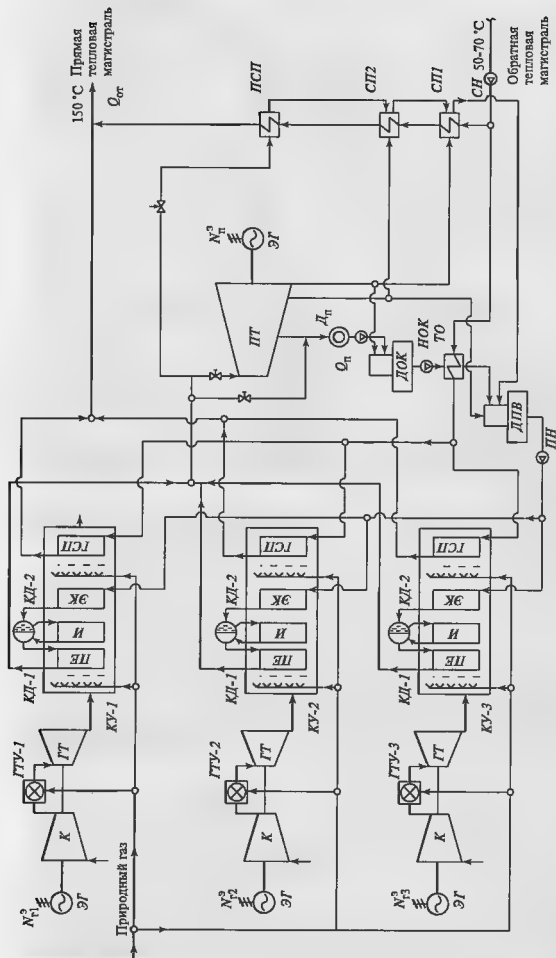


Рис. 9.32. Тепловая схема высоконапорной ПГУ-ТЭЦ с двухступенчатым дожиганием топлива (Nossener Brücke, г. Дрезден, Германия, Siemens)

ПГУ-1—ПГУ-3 — котлы-утилизаторы; КЛ-1, КЛ-2 — камеры дожигания; ДОК — деаэрактор обратного конденсата; ЛПВ — деаэрактор питательной воды; НОК, СН, ПН — соответственно насосы обратного конденсата, сетевой, питательный; ТО — теплообменник; ЦП1, ЦП2, ЦП3 — соответственно сетевой подогреватель нижней и верхней ступени, пиковый сетевой подогреватель; Q_{от} — отопительная тепловая нагрузка; Q_п — промышленная тепловая нагрузка; D_п — массовый расход промышленного пара внешним потребителям

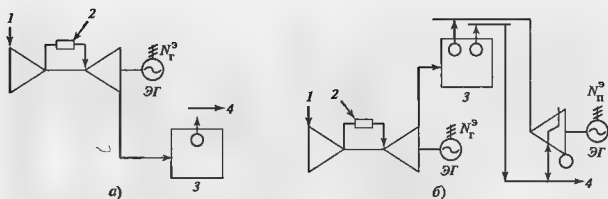
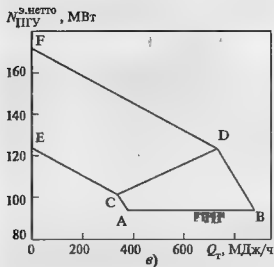


Рис. 9.33. Простейшие тепловые схемы и характеристики вариантов ПГУ с КУ и ГТУ типа MS7001 (General Electric)

а — тепловая схема ГТУ-ТЭЦ; б — тепловая схема ПГУ-ТЭЦ; в — характеристики вариантов А—Ф ПГУ с КУ, 1 — воздух; 2 — топливо, 3 — котел-утилизатор; 4 — технологический пар



Параметр	Вариант схемы ПГУ					
	А	В	С	Д	Е	Ф
Электрическая мощность ПГУ нетто, МВт	89,5	88,7	104,0	125,2	126,5	172,5
Отпускаемая внешним потребителям теплота, МДж/ч	410	895	366	781	0	0
Удельный расход теплоты на производство электроэнергии, кДж/(кВт · ч)	6420	6040	6040	5370	8420	9280

внешнего потребителя (в вариантах Е и Ф $Q_T = 0$), а по оси ординат — электрическая нагрузка нетто установки.

Полученные данные позволяют сравнить различные варианты ПГУ с КУ и оценить влияние дожигания топлива на их показатели. Дожигание топлива существенно повышает электрическую мощность ПГУ конденсационного типа, уменьшая их экономичность. Дожигание топлива на ГТУ-ТЭЦ и ПГУ-ТЭЦ одновременно увеличивает как электрическую, так и тепловую мощность установок и в определенных условиях может повышать их энергетические показатели.

Примером работы энергетической ГТУ при переменной нагрузке в тепловой схеме ПГУ-ТЭЦ с дожиганием топлива в КУ может служить работа энергоблока ГТУ типа V64.3 и теплофикационной ПТ типа КО (рис. 9.34).

Для обеспечения соответствующих нагрузок энергоблока ПГУ-ТЭЦ при эксплуатации ГТУ с пониженной нагрузкой включается система дожигания топлива. Включение второй ступени дожигания перед контуром генерации пара НД не должно повышать температуру этого пара выше 250 °С, так как в ПТ будет происходить перемещение более горячего пара НД с относи-

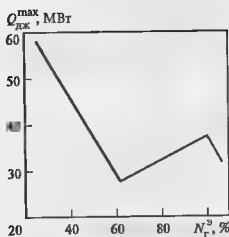


Рис. 9.35. Максимальная тепловая нагрузка системы дожигания топлива в КУ в зависимости от электрической нагрузки ГТУ типа V64.3 (Siemens)

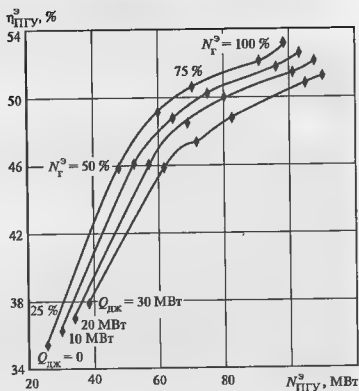


Рис. 9.36. Зависимость КПД производства электроэнергии на ПГУ-ТЭЦ с ГТУ типа V64.3 (Siemens) при $Q_{\text{г}} = 0$ от электрической нагрузки энергоблока $N_{\text{ПГУ}}^3$ и мощности дожигających устройств КУ $Q_{\text{дж}}$

$p_{\text{к}} = 4$ кПа — давление в конденсаторе; $N_{\text{Г}}^3$, %, — мощность ГТУ

ступеней компрессора для дросселирования засасываемого воздуха. Температура газов перед ГТ несколько понижается до тех пор, пока температура выходных газов не достигнет значения, соответствующего номинальной нагрузке (для конкретной температуры наружного воздуха). При этом температура уходящих газов КУ остается неизменной. Дальнейшее понижение нагрузки ГТУ происходит по программе с уменьшением начальной температуры газов, что приводит к увеличению температуры уходящих газов котла.

Переход на пиковую нагрузку ГТУ (ограниченную по времени) осуществляется повышением начальной температуры газов (для ГТУ типа V64.3 это переход от 1130 до 1170 °С). В результате повышаются температуры выходных газов установки и перегретого пара в КУ. Температура уходящих газов котла снижается из-за повышения его паропроизводительности. Следовательно, получается эффект, аналогичный дожиганию топлива, но сопровождаемый дополнительной выработкой электроэнергии.

Энергетический модуль «ГТУ — КУ» можно использовать при модернизации существующих паросиловых ТЭЦ, применяя при этом дожигание топлива. Наиболее перспективно, по мнению авторов, получение в этом модуле пара с параметрами 10 МПа, 500—535 °С или 14 МПа, 535—560 °С для обеспечения работы теплофикационных паровых турбин типа Т и ПТ мощностью 25—100 МВт и выше.

Потребление пара отечественными паротурбинными теплофикационными установками при номинальной нагрузке

Тип ПТ	T-25-90	T-50-90	T-100-90	ПТ-12-90	ПТ-25-90	ПТ-65-130	ПТ-80-130
Расход пара на турбину, кг/с	36	68	124	23	45	102	121

Использование ГТУ в энергетических модулях, например, фирмы Siemens позволяет генерировать пар в количестве:

ГТУ типа V94.2 без дожигания до 68 кг/с; с максимально возможным дожиганием до 111 кг/с;

ГТУ V64.3A без дожигания до 28 кг/с; с максимально возможным дожиганием до 47 кг/с.

Для повышения паропроизводительности КУ в тепловой схеме ПГУ-ТЭЦ можно использовать дожигание топлива, устанавливая дополнительную камеру дожигания между пароперегревателем и испарителем контура ВД пара. На рис. 9.37 приведена тепловая схема парогазовой ТЭЦ с ГТУ типа V94.2, ПТ типа ПТ-60-130 и КУ с двухступенчатым дожиганием топлива. В нем генерируется пар в количестве около 100 кг/с, технологический пар около

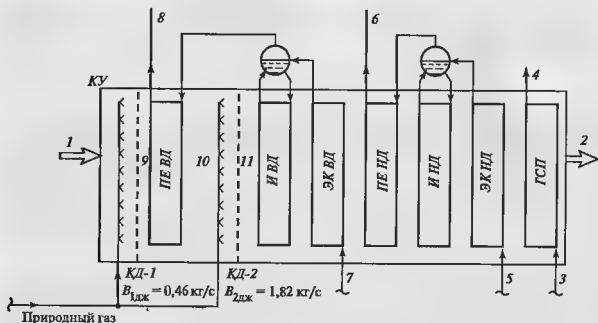


Рис. 9.37. Тепловая схема двухконтурного КУ с двухступенчатым дожиганием топлива в котле для ПГУ-ТЭЦ с ГТУ типа V94.2 (Siemens) и ПТУ типа ПТ-60-130 (ЛМЗ)

ГСП — газовый сетевой подогреватель; 1 — выходные газы ГТУ типа V94.2 ($G_{кт} = 504,1$ кг/с, $T_{кт} = 551$ °C; $h_{кт} = 602,7$ кДж/кг); 2 — выходные газы КУ ($G_{yx} = 506,38$ кг/с, $T_{yx} = 100$ °C); 3, 4 — подогрев сетевой воды в ГСП по температурному графику 150/70 °C; 5 — возврат конденсата промышленного отбора пара ($D_{ок} = 25,6$ кг/с; $T_{ок} = 100$ °C); 6 — промышленный пар, отпускаемый внешним потребителем ($D_n = 25,6$ кг/с; $p_n = 1,3$ МПа; $T_n = 300$ °C); 7 — питательная вода от ПТУ с турбиной типа ПТ-60-130 ($T_{пв} = 238$ °C); 8 — перегретый пар, направляемый в ПТ типа ПТ-60-130 ($D_{пе} = 101$ кг/с; $T_{пе} = 555$ °C, $p_{пе} = 14$ МПа); 9 — параметры газов за КД-1 ($G_r = 504,56$ кг/с; $T_r = 590$ °C; $h_r = 647,5$ кДж/кг); 10 — параметры газов за ПЕВД КУ ($T_r = 490$ °C; $h_r = 537,6$ кДж/кг); 11 — параметры газов за КД-2 ($G_r = 506,38$ кг/с; $T_r = 590$ °C; $h_r = 647,5$ кДж/кг)

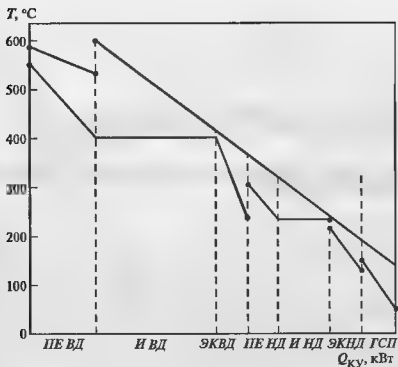


Рис. 9.38. Q, T -диаграмма двухконтурного КУ с двухступенчатым дожиганием топлива: на входе в КУ и перед испарителем ВД (см. рис. 9.37)

25 кг/с, и отпускается теплота на отопительные нужды с горячей сетевой водой (температурный график 150/70 °С). Q, T -диаграмма теплообмена КУ таковой ПГУ-ТЭЦ показана на рис. 9.38.

Для делового центра «Москва-Сити» устанавливается оборудование ПГУ-ТЭЦ по проекту фирмы Alstom. Оно состоит из двух эиергоблоков типа КАХ100-2ДН. Каждый из них включает в себя две ГТУ типа GTX-100 мощностью 43 МВт, два КУ и одну паровую турбину мощностью 30 МВт.

Контрольные вопросы

1. Объясните особенности различных групп тепловых схем ПГУ-ТЭЦ.
2. В чем различие физического и пропорционального методов разделения общего расхода топлива на ПГУ-ТЭЦ?
3. Чем объясняется необходимость применения дожигных топливных компрессоров на ГТУ-ТЭЦ и ПГУ-ТЭЦ?
4. Почему годовые показатели ПГУ-ТЭЦ необходимо рассчитывать, разделяя период эксплуатации на небольшие диапазоны изменения температуры наружного воздуха?
5. Как и почему используется дожигание топлива в КУ ПГУ-ТЭЦ? Как оно влияет на показатели тепловой экономичности ТЭЦ?

ГАЗОТУРБИННЫЕ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛИ

10.1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ И ПОКАЗАТЕЛИ ЭКОНОМИЧНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ

Газотурбинная теплоэлектростанция (ГТУ-ТЭЦ) — это частный случай парогазовой ТЭЦ, в которой теплота выходных газов ГТУ используется в КУ только для отпуска теплоты внешним потребителям. Мощность ГТУ-ТЭЦ определяется, прежде всего, типом применяемых в тепловой схеме ГТУ и количеством потребляемой теплоты. В отличие от паросиловых ТЭЦ производство электроэнергии на ГТУ-ТЭЦ не связано с отпуском теплоты потребителям и утилизацией теплоты выходных газов ГТУ. Теплота выходных газов зависит от начальных и конечных параметров газов, характеристик наружного воздуха и др. Максимально возможное использование теплоты выходных газов ГТУ на ГТУ-ТЭЦ происходит при соответствующей организации ее тепловой схемы с учетом графика отопительной нагрузки.

В зависимости от характера тепловой нагрузки ГТУ-ТЭЦ могут быть *отопительного, промышленного типа* или с *комбинированной* тепловой схемой. На рис. 10.1 приведен термодинамический цикл ГТУ-ТЭЦ, в котором можно выделить теплофикационную $\Delta I_{\text{ц}}^{\text{тф}}$ и раздельную $\Delta I_{\text{ц}}^{\text{раз}}$ части цикла Брайтона, а также часть теплоты выходных газов ГТУ q_{yx} , которая теряется с уходящими газами КУ.

Отопительные ГТУ-ТЭЦ предназначены для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты при нагреве в КУ (газоводяном теплообменнике

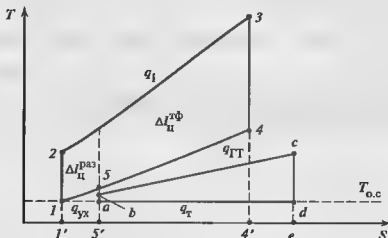
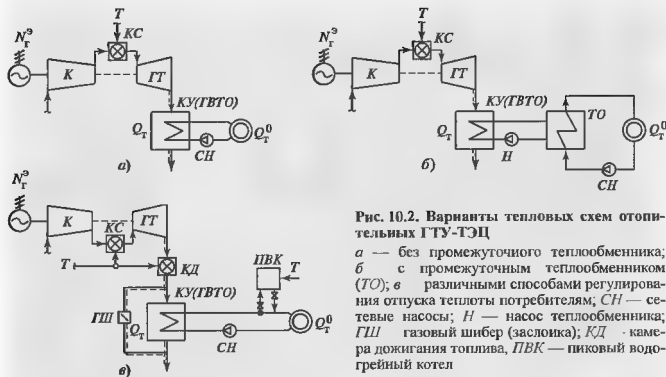


Рис. 10.1. Термодинамический цикл ГТУ-ТЭЦ

1—2—3—4 — цикл Брайтона, q_1 , $q_{\text{ГТ}}$ — удельная теплота, подводимая в цикл и отдаваемая выходными газами в теплообменнике для нагрева сетевой воды (процесс $a—b—c—d$); q_{yx} — потери теплоты с уходящими газами после теплообменника (КУ)



ке — ГВТО) сетевой воды системы теплоснабжения выходными газами ГТУ. Возможны тепловые схемы с непосредственной подачей этой воды в ГВТО либо с использованием промежуточного теплообменника для защиты поверхностей нагрева от загрязнений (рис. 10.2, а, б).

Промышленные ГТУ-ТЭЦ (рис. 10.4) предназначены для генерации технологического пара в КУ. Изменение технологической тепловой нагрузки характеризуется меньшими колебаниями в течение года, что облегчает выбор типоразмера и числа применяемых в схеме ГТУ и способы регулирования нагрузки.

Внедрение ГТУ-ТЭЦ в российскую энергетику. Первым примером ГТУ-ТЭЦ в России может служить Якутская ГРЭС. На станции установлены четыре ГТУ типа ГТ-25 ЛМЗ (в настоящее время проводится замена этих агрегатов на ГТУ типа ГТ-45 ХТЗ) и четыре ГТУ типа ГТ-35 ХТЗ. Для указанной энергосистемы характерна значительная продолжительность отопитель-

ного сезона, что позволяет использовать энергию топлива с большой эффективностью. Газоводяные подогреватели сетевой воды выполнены по традиционной схеме с использованием оребренных трубок. Минимальная теплопроизводительность каждого ГВТО составляет около 8,15 МВт. Максимальная теплопроизводительность ГВТО с дожиганием топлива достигает 40 МВт (34 Гкал/ч). Общая наработка ГТУ Якутской ГРЭС составила более 850 тыс. ч при 11 тыс. пусков. Якутская ГРЭС эксплуатируется в изолированной энергосистеме. Она служит основным источником снабжения электроэнергией и теплотой г. Якутска и центрального района Якутии. Для энергосистемы характерна большая сезонная и суточная неравномерность графиков электрической и тепловой нагрузки. Регулирование тепловой нагрузки осуществляется изменением расхода и температуры газов, пропускаемых через подогреватели. При снижении нагрузки часть газов сбрасывается мимо подогревателей через байпасные газоходы, в которых есть регулирующие шиберы. При повышении тепловой нагрузки температуру газов перед подогревателями можно увеличить путем сжигания в газоходе между ними и ГТУ дополнительного топлива. Для этого в газоходе установлены специальные КД. Эксплуатация Якутской ГРЭС подтвердила эффективность использования газотурбинной технологии для комбинированного энергопроизводства.

В середине 70-х годов ПО «Заря» (г. Николаев) освоило производство газотурбинных энергетических установок типа ГТГ-12 мощностью 12 МВт с конверсионным судовым двигателем типа ДЦ59.

На основе этого газотурбинного двигателя (ГТД) Ужгородский завод газотурбинных установок освоил производство полнокомплектных ГТУ контейнерной компоновки типа ГТГУ-12. Первая установка из этой серии была введена в эксплуатацию в 1976 г. (г. Советская Гавань, Хабаровский край), последняя — в 1992 г. (Ямбургская ГТЭС, работающая в режиме ГТУ-ТЭЦ).

Газотурбинные ТЭЦ малой мощности с энергоустановками типа ГТГУ-12 были укомплектованы ГВТО производства Уральского турбомоторного завода (УТМЗ), вырабатывающими теплоту в виде горячей воды для нужд отопления и/или горячего водоснабжения. В зависимости от тепловой нагрузки в районе размещения ГТУ-ТЭЦ производительность этих ГВТО составляла 4,7 МВт (утилизационная установка УТ-4) или 9,4 МВт (утилизационная установка УТ-8). Газоводяной теплообменник расположен на вертикальном выходном газоходе. Мощность ГВТО выбиралась в зависимости от тепловой нагрузки и места расположения ГТУ-ТЭЦ.

В период 1981—1991 гг. в северных регионах России были построены и введены в эксплуатацию ряд ГТУ-ТЭС, работающих в режиме ГТУ-ТЭЦ. На этих электростанциях были использованы ГТУ типа ГТГУ-12 электрической мощностью 12 МВт с ГВТО вертикального исполнения, расположенным над ГТУ, теплопроизводительностью 9,31 МВт (при температуре $T_{\text{нв}}$ — -20°C), производства Ухтинского механического завода (УЭМЗ, г. Ухта). Тепловая мощность этих электростанций составляет от 56 МВт (Уренгойская ГТЭС, Тюменская обл.) до 93,1 МВт (Мирнинская ГТЭС, Якутия).

Краткие технические данные действующих ГТУ-ТЭЦ приведены в табл. 10.1. Все эти ГТУ-ТЭЦ предназначены для обеспечения отопления и/или горячего водоснабжения и относятся к отопительным (коммуналь-

Таблица 10.1. Технические данные действующих ГТУ-ГЭС

Показатель	Наименование электростанции					
	ГТЭС «Нефтяные камни»	Уренгойская ГТЭС	Казымская ГТЭС	Ямбургская ГТЭС	Мирнинская ГТЭС	Якутская ГРЭС*
Установленная мощность:						
электрическая, МВт	48	72	72	72	120	240
тепловая, Гкал/ч	16	48	24	48	80	272
Тип ГТУ, изготовитель	ГТТУ-12, НПО «Машпроект»	ГТТУ-12, НПО «Машпроект»	ГТТУ-12, НПО «Машпроект»	ГТТУ-12, НПО «Машпроект»	ГТТУ-12, НПО «Машпроект»	ГТ-25, ЛМЗ (г. Харьков)
Электрическая мощность, МВт	12	12	12	12	12	25
Число ГТУ, шт.	4	6	6	6	10	4
Тип КУ, изготовитель	УТО-4, УЭМЗ	УТО-8, УЭМЗ	УТО-4, УЭМЗ	УТО-8, УЭМЗ	УТО-8, УЭМЗ	ПСУ с БДУ, ЛМЗ
Тепловая мощность, Гкал/ч	4	8	4	8	8	34**
Число КУ, шт.	4	6	6	6	10	8
Вид топлива	Попутный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ
Место расположения	Платформа в Каспийском море на нефтяном месторождении	г. Новый Уренгой, газовое месторождение	п. Белярский, магистральный газопровод	п. Ямбург, газовое месторождение	г. Мирный, Якутия, Якутэнерго	г. Якутск, Якутия, Якутэнерго
Год начала эксплуатации	1986	1981	1984	1992	1986	1973
						1980

* Только газотурбинная часть.

** С дополнительным сжиганием топлива.

ным) ГТУ-ТЭЦ. Отопительные ГТУ-ТЭЦ, размещаемые непосредственно в центре тепловых нагрузок, называют также станциями теплоэлектроснабжения (ГТУ-СТЭС).

В начале 1998 г. на Ямбургской ГТУ-ТЭС, работающей в базовом режиме отопительной ГТУ-ТЭЦ, была осуществлена замена ГТД типа ДЦ59, выработавшего более 2/3 своего ресурса, на ГТД типа 89СТ-20 (фирмы «Гранит»). Нарботка нового блока ГТУ-ТЭЦ на конец 2000 г. составила около 3000 ч.

В последние годы интерес к проектированию и строительству ГТУ-ТЭЦ в России значительно повысился. Например ОАО «Мосэнерго» построило в г. Электросталь ГТУ-ТЭЦ (см. рис. 10.3). Ее схема основана на трех ГТУ (две ГТУ типа GT-35 производства АБВ мощностью 20 МВт и одна турбина типа ГТЭ-25У мощностью 32 МВт). Суммарная тепловая нагрузка этой ГТУ-ТЭЦ 157,1 Гкал/ч (183 МВт). Подогрев сетевой воды осуществляется двумя ступенями по температурному графику 150/70 °С: первая ступень — теплообменник на выходе ГТУ — нагревает воду за счет снижения температуры уходящих газов ГТУ от 420 до 100 °С; вторая ступень — водогрейные котлы на природном газе — догревает сетевую воду до необходимой температуры непосредственно или через промежуточный теплообменник. В связи с тем что на ТЭЦ планируется установить три ГТУ и принят невысокий коэффициент теплофикации, обеспечивается высокая надежность теплоснабжения. Так, при выходе из работы любой из ГТУ оставшееся оборудование обеспечит отпуск теплоты в объеме не менее 70 % нагрузки в расчетном режиме. В начале 1999 г. на ГТУ-ТЭЦ (г. Электросталь) введена в эксплуатацию первая ГТУ.

Подобная схема с изменением числа и типоразмера оборудования была предложена и для последующих проектов ГТУ-ТЭЦ, разработанных для ОАО «Мосэнерго»: ТЭЦ-21, ТЭЦ-28, ТЭЦ в г. Щербинка. Очевидно, что основным достоинством этой схемы для российского энергопроизводства является опыт длительной и надежной эксплуатации пикового водогрейного котла как источника теплоты.

В последнее время ввиду возникших трудностей с финансированием крупных объектов традиционной энергетики возросло количество заказов на ГТУ-ТЭЦ малой и средней мощности. В настоящее время построены или строятся следующие отопительные ГТУ-ТЭЦ, вырабатывающие теплоту в виде горячей воды, и промышленные, вырабатывающие теплоту в виде пара или пара и горячей воды (табл. 10.2). Представленные в таблице данные относятся только к газотурбинной части электростанции.

В качестве ГТУ на этих ГТУ-ТЭЦ предусмотрено применение энергоустановок мощностью 15 МВт типа ГТУ-15 (НПО «Машпроект») с газотурбинным двигателем типа ДЖ59 (новое заводское обозначение ГТГ-16 000). Прототипом этого ГТД послужил ГТД типа ДЦ59, продолжительное время работавший на ГТУ-ТЭЦ малой мощности.

Выполнено строительство ГТУ-ТЭЦ с ГТУ малой и средней мощности с энергоустановками типа ГТУ-55СТ-20 («Энергоавиа»), НК-37 («Двигатели НК») и ГТЭ-10/95 («Мотор») и ряда других ГТУ мощностью менее 6 МВт на базе конверсионных авиационных ГТД. ОАО «Рыбинские моторы» совместно с ОАО «РОСЭП» разработало проект блочно-комплектной ГТУ-ТЭЦ ГТЭС-2,5 со следующими параметрами: N_r^3 — 2,5 МВт; $Q_t^{\max} = 4,5$ МВт. В 2000 г. запущена в эксплуатацию ГТУ-ТЭЦ «Шигили» (Башкортостан)

Таблица 10.2. Технические данные вновь сооружаемых ГТУ-ТЭЦ

Показатель	Наименование электростанции				
	Безымьянская ТЭЦ*	Шахтинская ТЭЦ*	Каменская ТЭЦ*	Ингушская ГТЭС	Радужинская ГТЭС
Установленная мощность: электрическая, МВт	50	64	64	64	60
тепловая, $\frac{\text{Гкал/ч}}{\text{т/ч}}$	—/120	98,8/—	—/240	49,2/—	102,6/—
Тип ГТУ, изготовитель	НК-37, «Двигатели НК»	ГТУ-15, НПО «Машпроект»	ГТЭ-16, ТМЗ	ГТУ-15, НПО «Машпроект»	ГТУ55СТ-20, «Энергоавиа»
Электрическая мощность, МВт	25	15	15	15	20
Число ГТУ, шт.	2	4	4	4	4
Тип КУ, изготовитель	ТКУ-1 ТКЗ	ГПСВ ЗИО	ТКУ-1 ТКЗ	УТО УЭМЗ	УТО УЭМЗ
Тепловая мощность, Гкал/ч	—	24,7	—	12,3	34,2
Паропроизводительность, т/ч	60	—	60	—	—
Число КУ, шт.	2	4	4	4	4
Вид топлива	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Попутный газ
Место расположения	г. Самара, Самарская область, «Самарэнерго»	г. Шахтинск, Ростовская область, «Ростовэнерго»	г. Каменск, Ростовская область, «Ростовэнерго»	г. Карабулак, Республика Ингушетия, «Ингушэнерго»	п. Радужный, Тюменская область, нефтяное месторождение

Показатель	Наименование электростанции				
	Электростанционная ГТУ-ТЭЦ*	ГТУ-ТЭЦ в г. Ишимбай	КГТУ «Нафтан»	КГТУ «Актюбинск- нефть»	КГТУ КС «Грязовск»
Установленная мощность:					
электрическая, МВт	48,8	10	40	15	25
тепловая, $\frac{\text{Гкал/ч}}{\text{т/ч}}$	72/—	18/—	—/80	—/22	—/57
Тип ГТУ, изготовитель	GT35, АВВ	ГТЭ-10/95, «Мотор»	ГТУ55СТ-20, «Энерговиа»	ГТУ-15, НПО «Машпроект»	ГТН-25, ТМЗ
Электрическая мощность, МВт	16,8	10,0	20	15	25
Число ГТУ, шт.	1	1	2	1	1
Тип КУ, изготовитель	ГПСВ, АВВ	ГПСВ, ЗИО	П92, ЗИО	КГТ-25/14, БЗЭМ	КГТ-50/14, БЗЭМ
Тепловая мощность, Гкал/ч	24	18	—	—	—
Паропроизводительность, т/ч	—	—	40	22	57
Число КУ, шт.	1	1	2	1	1
Вид топлива	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ
Место расположения	г. Электросталь, Московская обл.	г. Ишимбай, Башкортостан, районная котельная	г. Новополюск, Республика Беларусь, нефтеперерабатывающий завод	г. Актюбинск, Казахстан, нефтеперерабатывающий завод	Волгоградская область, компрессорная станция

* Только газотурбинная часть (см. также табл. 10.7).

на базе энергетического модуля «Урал-2500Р» (ОАО «Авиадвигатель» и ОАО «Пермский моторный завод» (ПМЗ)) с параметрами: $N_r^3 = 4$ МВт; $Q_r^{\max} = 10$ МВт; $\eta_3^{\text{авт}} - 24\%$.

Кроме перечисленных выше проектов ГТУ-ТЭЦ, находящихся в стадии реализации, ведущими отечественными институтами энергетического профиля выполнено большое число технико-экономических обоснований (ТЭО) и проектов комбинированных источников теплоснабжения на базе газотурбинных технологий. Строительство малых ГТУ-ТЭЦ (мини-ТЭЦ) путем надстройки действующих и вновь строящихся районных котельных позволит в несколько раз уменьшить размер капиталовложений в систему теплоснабжения.

Основные технические данные некоторых проектов ГТУ-ТЭЦ малой и средней мощности приведены в табл. 10.3.

Промышленные ГТУ-ТЭЦ используются для производства технологического пара. Такие установки достаточно широко распространены в мире, они

Таблица 10.3. Технические данные проектов ГТУ-ТЭЦ

Показатель	Тип ГТУ, изготовитель								
	ГТУ-10, «Моторстрой»	ГТУ-15, НПО «Машпроект»	ГТУ-20, «Сатурн—Люлька»	ГТУ55СТ-20, «Энергоавиа»	ГТУ-25У, ТМЗ	ГТУ-45-1, ЛМЗ	ГТУ-15, НПО «Машпроект»	ГТУ-6, НПО «Машпроект»	ГТУ-20, «Сатурн»
Электрическая мощность, МВт	9,0	15,0	20,0	20,0	25,0	43,0	15,0	6,0	20,0
Тип КУ	ГПСВ	ПСВ	ГПСВ	ГПСВ	ГПСВ	ГПСВ	КВГМ-100	КГТК-25/14	КУЗ100
Тепловая мощность, МВт	28,0	23*/33	31*	40*	63	79*	116**	—	—
Паропроизводительность, т/ч	—	—	—	—	—	—	—	22,0	26,0
Дожигающее устройство	Есть	Есть	Нет	Нет	Есть	Нет	Есть	Есть	Есть
Назначение электростанции, вид тепловой нагрузки	Отопительная нагрузка	Отопительная нагрузка	Отопительная нагрузка	Отопительная нагрузка	Отопительная нагрузка	Отопительная нагрузка	Отопительная нагрузка	Промышленные предприятия, паровые котельные	Промышленные предприятия, паровые котельные

Примечание. Вид топлива ГТУ — природный газ.

* Без дополнительного сжигания топлива

** Схема со сбросом в водогрейный (энергетический) котел.

Таблица 10.4 Технические данные крупных ГТУ-ТЭЦ в США и Западной Европе

Показатель	Место расположения ГТУ-ТЭЦ			
	Хьюстон, США	Леркинс, Нидерланды	Синкомор, США	Мидвей, США
Электрическая мощность ТЭЦ, МВт	300	49,4	300	225
Число и тип ГТУ	4×M7E	1×GT8	4×M7E	3×M7E
Тепловая мощность ТЭЦ, МВт	426	73,3	440	316
Выработка электричества на тепло- вом потреблении, кВт·ч/Гкал	820	785	790	830
Коэффициент использования тепло- ты топлива, %	75,0	77,8	77,5	75,8
Коэффициент полезного действия без отпуска теплоты	31,0	31,5	31,5	31,5

обеспечивают независимое производство пара на нужды предприятия. Примером использования ГТУ для производства технологического пара может служить ГТУ-ТЭЦ нефтеперерабатывающего завода близ г. Коринф (Греция), состоящая из двух газотурбинных генераторных блоков типа GT 35 ABB, имеющих выход газов в КУ, который производит пара до 70 т/ч. Данные о нескольких зарубежных промышленных ГТУ-ТЭЦ с агрегатами средней (10—50 МВт) мощности приведены в табл. 10.4.

Следует отметить, что установка таких ГТУ-ТЭЦ на промышленных предприятиях позволяет также повысить показатели готовности и надежности всего производства, уменьшить затраты. Теплота уходящих газов, как и количество необходимого технологического пара, есть величина, практически не зависящая от температуры наружного воздуха, поэтому можно утверждать, что ГТУ-ТЭЦ по производству технологического пара можно использовать для круглогодичной стабильной работы в утилизационном режиме. На таких ТЭЦ вырабатывается пар давлением до 6 МПа и температурой до 400 °С.

На сегодняшний день в России промышленные ГТУ-ТЭЦ не нашли широкого применения. В начале 2000 г. в Республике Беларусь запущена в опытно-промышленную эксплуатацию Новополоцкая ГТУ-ТЭЦ, в состав которой входят две газовые турбины типа GTЭ-20/55СТ (электрическая мощность 20 МВт, КПД 30 %) и два КУ производства Подольского машиностроительного завода (давление пара 14 атм, температура пара 275 °С, производительность 45 т/ч). Эта ГТУ-ТЭЦ предназначена для снабжения паром Новополоцкого нефтеперерабатывающего завода.

На Бакинской ТЭЦ-1 успешно работает промышленная ГТУ-ТЭЦ на базе ГТУ типа GT8C2 (Alstom). Установленная мощность ТЭЦ при двух ГТУ составляет $N_3 = 114$ МВт и $D_{ПЕ} = 400$ т/ч.

10.2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГТУ-ТЭЦ

Простейшая тепловая схема ГТУ-ТЭЦ и соответствующая ей схема тепловых потоков приведены на рис. 10.5. Утилизация теплоты выходных газов ГТУ в КУ Q_r^{KT} связана с некоторым повышением сопротивления выходного тракта, что приводит к снижению, прежде всего, электрической нагрузки (см. § 8.4). Это снижение было предложено учитывать коэффициентом $K_N = N_r^3 / N_r^{3\text{авт}}$.

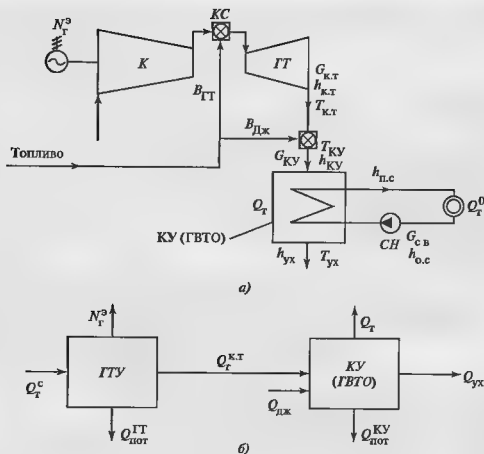


Рис. 10.5. Простейшая тепловая схема (а) и схема тепловых потоков (б) ГТУ-ТЭЦ

Возможны режимы работы ГТУ-ТЭЦ с дожиганием топлива в среде выходных газов ГТУ для повышения тепловой нагрузки ТЭЦ, стабилизации параметров генерируемого технологического пара и др.

Тепловая мощность КУ (ГВТО), кВт, в зависимости от типа тепловой нагрузки определится из соотношений:

1) в режиме без дожигания топлива

$$Q_T = G_{к.т} (h_{к.т} - h_{у.х}) \varphi = D_n (h_n - h_{о.к}) = G_{с.в} (h_{п.с} - h_{о.с}), \quad (10.1)$$

где $G_{к.т}$ — количество выходных газов ГТУ, кг/с; D_n , $G_{с.в}$ — количество соответственно технологического пара и сетевой воды, кг/с; $h_{к.т}$, $h_{у.х}$ — энтальпии соответственно выходных газов ГТУ и уходящих газов КУ, кДж/кг; h_n , $h_{о.к}$ — энтальпии соответственно технологического пара и его обратного конденсата, кДж/кг; $h_{п.с}$, $h_{о.с}$ — энтальпии соответственно прямой и обратной сетевой воды, кДж/кг; φ — коэффициент сохранения теплоты в КУ;

2) в режиме с дожиганием топлива [см. также (10.1)]

$$Q_T = (G_{к.т} + B_{дж}) (h_{к.т} - h_{у.х}) \varphi = G_{к.т} (h_{к.т} - h_{у.х}) \varphi, \quad (10.2)$$

где $B_{дж}$ — количество дожигаемого перед КУ топлива, кг/с; $G_{к.т}$ — количество газов на входе в КУ, кг/с; $h_{к.т}$ — энтальпия газов на входе в КУ, кДж/кг.

Величина Q_T связана с теплотой выходных газов ГТУ зависимостью (режим без дожигания)

$$Q_T = Q_{г.к.т} - Q_{у.х} = G_{к.т} (h_{к.т} - h_{у.х}) \varphi = Q_{г.к.т} - G_{к.т} h_{у.х}. \quad (10.3)$$

При проектировании ГТУ-ТЭЦ стремятся получить возможно самую низкую температуру уходящих газов КУ $T_{yx} = 80\text{--}100\text{ }^{\circ}\text{C}$ с учетом точки росы.

Полная утилизация теплоты $Q_r^{кт}$ технически неосуществима.

Коэффициент эффективности утилизации теплоты в КУ (режим без дожигания)

$$\beta_{yt} = \frac{Q_r}{Q_r^{кт}} = \frac{G_{кт}(h_{кт} - h_{yx})}{G_{кт}h_{кт}} = 1 - \frac{h_{yx}}{h_{кт}}. \quad (10.4)$$

Зависимость этого показателя от температуры выходных газов ГТУ $T_{кт}$ и температуры уходящих газов КУ T_{yx} приведены на рис. 10.6. Как и следовало ожидать, он увеличивается при повышении температуры $T_{кт}$ и снижении T_{yx} , изменяясь в границах 0,7—0,9.

При анализе показателей ГТУ-ТЭЦ авторами использован также коэффициент потери теплоты с выходными газами ГТУ

$$\beta_{кт} = Q_r^{кт} / Q_r^c. \quad (10.5)$$

Зависимость $\beta_{кт}$ от типа применяемых ГТУ и параметров наружного воздуха для целого ряда энергетических ГТУ типов: НК-37-1; ГТУ-16У; ГТЭ-115-1170; ГТЭ-110; 9FA (General Electric); GT8C, GT13D, GT13E2 (ABB); V94.2, V64.3 (Siemens) и др., приведена на рис. 10.7. На графике не указаны

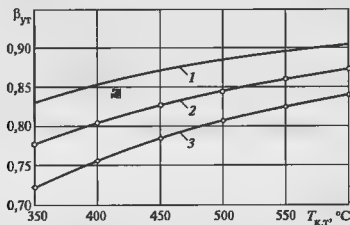


Рис. 10.6. Зависимость степени утилизации газов на выходе ГТУ от температуры газов за ГТ при различных значениях температуры за газоводным теплообменником
1 — $T_{yx} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 — $T_{yx} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 — $T_{yx} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$;

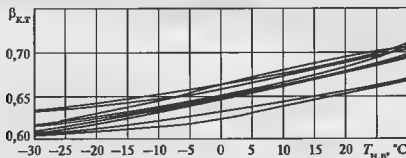


Рис. 10.7. Зависимость коэффициента $\beta_{кт}$ от температуры наружного воздуха для ряда типов ГТУ

типы энергетических ГТУ, которым соответствует каждая из линий, поскольку коэффициент $\beta_{к.т}$ практически не зависит от типа ГТУ. На него мало влияют начальные параметры газов перед газовыми турбинами. Он увеличивается, прежде всего, когда температура наружного воздуха становится выше 0°C .

По аналогии с ПТУ, авторами введено понятие доли теплоты на внешнего потребителя по отношению к теплоте сжигаемого топлива [см. (9.7)]. Величину β_t можно оценить с помощью коэффициентов $\beta_{ут}$ и $\beta_{к.т}$ и представить в усредненном виде соотношением (погрешность в пределах 1—3 %):

$$\beta_t = \frac{Q_t}{Q_g^c} = \beta_{ут} \beta_{к.т} = \frac{1}{1,538 - 0,00321 T_{н.в.}} \left(1 - \frac{h_{ук}}{h_{к.т}} \right). \quad (10.6)$$

Таким образом, наряду с параметрами газов на входе и выходе КУ (ГВТО) ГТУ-ТЭЦ основным параметром, оказывающим влияние на величину β_t , является и температура наружного воздуха $T_{н.в.}$. На рис. 10.8 это влияние показано для ряда типов энергетических ГТУ, выходные газы которых охлаждаются в ГВТО до $T_{ук} = 100^\circ\text{C}$. Большие значения β_t связаны как с повышенным $T_{н.в.}$, так и с ростом температуры выходных газов ГТУ в соответствии с их конструктивной схемой и начальными параметрами газов.

Как было уже отмечено, ГТУ-ТЭЦ — это частный случай более общей схемы парогазовой ТЭЦ (см. гл. 9). На ГТУ-ТЭЦ отсутствует выработка электроэнергии на базе утилизации теплоты выходных газов ГТУ. Вместе с тем, в данном случае также актуален вопрос о методе разделения общего расхода топлива на ТЭЦ между видами отпускаемой энергии (электричество и теплота).

Общий расход топлива на ГТУ-ТЭЦ определяется с учетом его дожигания в среде выходных газов ГТУ перед КУ. Долю расходов топлива для производства соответственно электрической энергии и теплоты по «пропорциональному» методу их разделения (метод ОРГРЭС) определим из соотношений (9.11) и (9.12), приняв для ГТУ-ТЭЦ $N_{пгу}^3 = N_r^3$ и $K_{пгу} = 1$, т.е.

$$\frac{B_{ГТУ-ТЭЦ}^3}{B_{ГТУ-ТЭЦ}} = \frac{K_N \eta_r^{э.эвт}}{K_N \eta_r^{э.эвт} + \beta_t \bar{\eta}}; \quad (10.7)$$

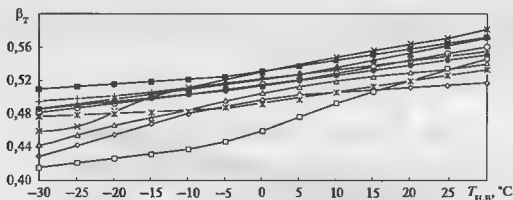


Рис. 10.8. Зависимость коэффициента β_t от температуры наружного воздуха для разных типов ГТУ

△ — ГТ-16У, □ — НК-37; + — GE9FA, × — ГТЭ-115, ○ — GT8C; ◇ — ГТГ-110; ▲ — GT13E; * — V64,3; ■ — V94,2; ● — GT13D

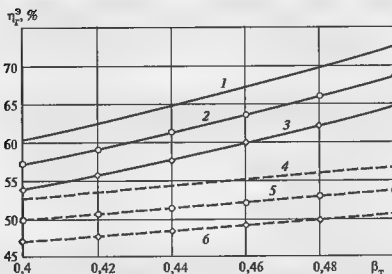


Рис. 10.9. Зависимость КПД производства электрической энергии ГТУ-ТЭЦ от доли теплоты, затраченной на внешнего потребителя, при различных методах разделения топлива и разных значениях КПД $\eta_{\text{г}}^{\text{э.авт}}$

1 — 0,37; 2 — 0,35; 3 — 0,33; 4 — 0,37; 5 — 0,35; 6 — 0,33

$$\frac{B_{\text{ГТУ-ТЭЦ}}^{\text{т}}}{B_{\text{ГТУ-ТЭЦ}}} = \frac{\beta_{\text{т}} \bar{\eta}}{K_{\text{Н}} \eta_{\text{г}}^{\text{э.авт}} + \beta_{\text{т}} \bar{\eta}} \quad (10.8)$$

Основными показателями тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ с учетом дожига служат (см. § 9.3):

1) КПД производства электроэнергии

$$\eta_{\text{г}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{г}}^{\text{э}}}{B_{\text{ГТУ-ТЭЦ}}^{\text{э}} Q_{\text{г}}^{\text{т}}} = \frac{K_{\text{Н}} \eta_{\text{г}}^{\text{э.авт}} + \beta_{\text{т}} \bar{\eta}}{1 + \beta_{\text{дж}}} \quad (10.9)$$

Зависимость этого КПД от доли теплоты $\beta_{\text{т}}$ и метода разделения общего расхода топлива на ТЭЦ для нескольких значений КПД $\eta_{\text{г}}^{\text{э.авт}}$ (0,33; 0,35; 0,37) представлена на рис. 10.9. Сплошные линии соответствуют распределению топлива по «физическому» методу, а пунктирные — по «пропорциональному» методу. По сравнению с КПД производства электроэнергии ГТУ в автономном режиме аналогичный КПД для ГТУ-ТЭЦ возрастает при «пропорциональном» методе разделения топлива на 30—50 % в зависимости от значения $\beta_{\text{т}}$;

2) расход условного топлива на единицу генерируемой электроэнергии, г/(кВт · ч),

$$b_{\text{г}}^{\text{э}} = 122,8 / \eta_{\text{г}}^{\text{э}}; \quad (10.10)$$

3) КПД производства теплоты

$$\eta_{\text{г}}^{\text{т}} = \frac{Q_{\text{т}}}{B_{\text{ГТУ-ТЭЦ}}^{\text{т}} Q_{\text{г}}^{\text{т}}} = \frac{K_{\text{Н}} \eta_{\text{г}}^{\text{э.авт}} + \beta_{\text{т}} \bar{\eta}}{\bar{\eta} (1 + \beta_{\text{дж}})} \quad (10.11)$$

С увеличением доли теплоты $\beta_{\text{т}}$ КПД производства теплоты на ГТУ-ТЭЦ может превысить 100 %, что является следствием принятой ОРГРЭС методики

разделения топлива. Этим показателем следует пользоваться для сравнения различных вариантов схем отпуска теплоты потребителям;

4) расход условного топлива на единицу производимой теплоты, кг/ГДж:

$$b_{\Gamma}^{\tau} = 34,121 / \eta_{\Gamma}^{\tau}. \quad (10.12)$$

При сравнительном анализе вариантов тепловых схем ГТУ-ТЭЦ применяются показатели, не зависящие от метода разделения общего расхода топлива на ТЭЦ (см. § 9.3);

5) коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива

$$\eta_{\Gamma}^{\text{и.т}} = \frac{N_{\Gamma}^{\text{э}} + Q_{\Gamma}}{Q_{\Gamma}^{\text{с}} + Q_{\text{дж}}} = \frac{K_N \eta_{\Gamma}^{\text{эф.гт}} + \beta_{\Gamma}}{1 + \beta_{\text{дж}}}. \quad (10.13)$$

Эта величина представляет собой показатель суммарной тепловой эффективности ГТУ-ТЭЦ при выработке как электрической энергии, так и теплоты. При $\beta_{\text{дж}} = 0$ получаем

$$\eta_{\Gamma}^{\text{и.т}} = K_N \eta_{\Gamma}^{\text{эф.гт}} + \beta_{\Gamma}; \quad (10.14)$$

6) удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$\varepsilon_{\Gamma}^{\tau} = \frac{N_{\Gamma}^{\text{э}}}{Q_{\Gamma}} = \frac{\eta_{\Gamma}^{\text{и.т}} (1 + \beta_{\text{дж}}) - \beta_{\Gamma}}{\beta_{\Gamma}}. \quad (10.15)$$

10.3. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ГТУ-ТЭЦ

Расчет тепловой схемы ГТУ-ТЭЦ имеет некоторые особенности и менее сложен по сравнению с расчетом аналогичных схем ПСУ и ПГУ. Базовыми элементами схемы служат энергетическая ГТУ и КУ, который на отопительных ГТУ-ТЭЦ является газоводяным теплообменником.

Энергетические характеристики и параметры работы ГТУ можно определить при расчете ее тепловой схемы либо воспользоваться соответствующей информацией фирмы-изготовителя. Научно-исследовательские и проектные организации пользуются характеристиками ГТУ, которые фирмы предоставляют в табличной или графической форме в зависимости от нагрузки, параметров наружного воздуха, вида сжигаемого топлива, изменения сопротивления газозоудушного тракта и др. Пример аппроксимации этих данных для их использования в машинных расчетах приведен в § 7.1. Соответствующие программные продукты разработаны в НИЛ «ГТУ и ПГУ ТЭС» МЭИ и в других организациях.

Расчет газоводяного теплообменника. Существует несколько способов представления характеристик теплообменных аппаратов без фазовых превращений теплоносителей. Одним из таких методов является *P*-NTU-метод, который удобен именно для машинных расчетов, так как позволяет избежать определения среднелогарифмической разности температур, что повышает надежность работы компьютерной программы расчета. Используя *P*-NTU-метод, можно определять параметры теплоносителей на выходе из каждого ряда секций (в идеальном случае принимается, что температурный режим обоих теплоносителей постоянен по всему ряду секций). Для этого вводятся вспомогательные параметры *P*, *R* и NTU. Тепловая эффективность *P* представляет собой отношение измеренной температуры газового теплоносителя

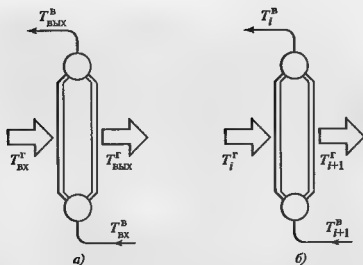


Рис. 10.11. Обозначения параметров теплоносителей

к максимально возможной разности температур, т.е. к разности между входными температурами рабочих тел.

Для обозначений, приведенных на рис. 10.11, а, параметр P определяется так:

$$P = \frac{T_{ВХ}^Г - T_{ВЫХ}^Г}{T_{ВХ}^Г - T_{ВХ}^В}. \quad (10.16)$$

Параметр R — это отношение водяных эквивалентов или изменений температур теплоносителей:

$$R = \frac{W_{\text{вод}}}{W_{\text{газ}}} = \frac{T_{ВЫХ}^В - T_{ВХ}^В}{T_{ВХ}^Г - T_{ВЫХ}^Г}. \quad (10.17)$$

Величина NTU (number of transfer units) определяется по формуле

$$NTU = \frac{S_{\text{нар}} k_{\text{нар}}}{W_{\text{газ}}}. \quad (10.18)$$

Здесь $W_{\text{газ}}$, $W_{\text{вод}}$, Вт/К, — водяные эквиваленты газа и воды; $S_{\text{нар}}$ — площадь наружной поверхности одного ряда секций, м^2 ; $k_{\text{нар}}$ — коэффициент теплопередачи, отнесенный к площади наружной поверхности, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$).

Величина NTU связана с уравнением баланса передачи тепловой энергии в теплообменнике:

$$Q = k_{\text{нар}} S_{\text{нар}} \Delta T_{\text{лог}}^{\text{ср}} = c_p^Г G_r \Delta T_r,$$

где G_r — массовый расход газов, кг/с; ΔT_r — разность температур в теплообменнике по газовой стороне, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{\text{лог}}^{\text{ср}}$ — среднелогарифмический температурный напор в теплообменнике, $^{\circ}\text{C}$; $c_p^Г$ — удельная теплоемкость теплоносителя при постоянном давлении, кДж/(кг $\cdot$ К).

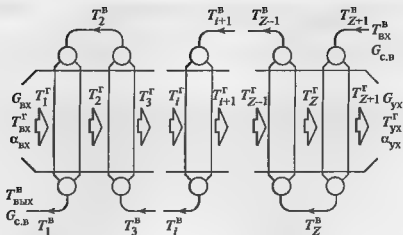


Рис. 10.12. Схема движения теплоносителей в газовой теплообменнике

Следовательно, справедливо соотношение $NTU = \Delta T_r / \Delta T_{\text{лог}}^{\text{ср}}$. Если величины G_r , c_p^r и $k_{\text{нар}}$ постоянны, то NTU прямо пропорциональна площади поверхности теплообмена $S_{\text{нар}}$. P - NTU -метод позволяет проводить расчет с высокой точностью, делая поправку на геометрическую конфигурацию потоков теплоносителей один относительно другого. Метод основан на поэтапном расчете теплообменного аппарата. Расчет начинается с горячей части подогревателя, т.е. со стороны входа газов. Такая схема расчета для ГВТО, имеющего число ходов Z , показана на рис. 10.12.

Температура воды на выходе из ГВТО в первом приближении определяется из уравнения теплового баланса (без учета тепловых потерь):

$$T_{\text{ВЫХ}}^{\text{В}} = T_{\text{ВХ}}^{\text{В}} + \frac{W_{\text{газ}}(T_{\text{ВХ}}^{\text{Г}} - T_{\text{ВЫХ}}^{\text{Г}})}{W_{\text{вод}}}. \quad (10.19)$$

На каждом шаге по известным параметрам теплоносителя перед рядом секций находятся его параметры. Для i -го ряда секций (хода) подогревателя обозначения температур принимают вид согласно рис. 10.11, б. По вычисленным в предыдущем шаге параметрам с индексом i («входные» параметры) рассчитываются параметры с индексом $i + 1$ («выходные» параметры). Расчет каждого хода по воде (ряда секций) имеет следующую последовательность:

- определение коэффициента теплоотдачи со стороны газов;
- вычисление коэффициента теплоотдачи со стороны воды (находится методом итераций после определения температуры стенки трубы);
- расчет коэффициента теплопередачи, отнесенного к площади наружной поверхности;
- определение параметра R :
$$R = W_{\text{вод}} / W_{\text{газ}}; \quad (10.20)$$
- расчет NTU ;
- вычисление параметра $P = f(NTU, R, \text{схемы взаимного движения теплоносителей})$;
- определение температур теплоносителей с индексом $i + 1$:

$$T_{i+1}^{\text{В}} = \frac{T_i^{\text{В}} - R P T_i^{\text{Г}}}{1 - R P}; \quad (10.21)$$

$$T_{i+1}^{\Gamma} = T_i^{\Gamma} - P(T_i^{\Gamma} - T_{i+1}^{\text{В}}); \quad (10.22)$$

- з) гидравлический расчет ряда секций;
- и) аэродинамический расчет ряда секций.

Для расчета следующего ряда переиндексовываются температуры рабочих тел:

$$T_i^{\Gamma} = T_{i+1}^{\Gamma}, \quad (10.23)$$

$$T_i^{\text{В}} = T_{i+1}^{\text{В}}. \quad (10.24)$$

«Выходные» параметры теплоносителей для данного ряда являются «входными» для следующего ряда.

После полного расчета одного ряда секций выполняется несколько итераций для уточнения температурных, гидравлических и аэродинамических условий, так как они влияют на процесс теплообмена между рабочими телами.

После расчета последнего хода (т.е. последнего ряда секций) в теплообменнике сравниваются полученная входная температура воды и исходная и проводится корректировка по суммарным аэродинамическим и гидравлическим сопротивлениям. Затем выполняется несколько шагов итераций.

На рис. 10.13 представлена укрупненная структурная схема конструкторского теплового расчета ГВТО ГТУ-ТЭЦ, а на рис. 10.14 — структурная схема расчета главного модуля ГВТО.

Расчет тепловой схемы отопительной ГТУ-ТЭЦ. На основе разработанных программных продуктов для расчета элементов ГТУ-ТЭЦ и методики расчета различных тепловых схем ГТУ-ТЭЦ, приведенных ранее, создана программа, реализованная на базе электронных таблиц Microsoft Excel 5.0 и представляющая собой рабочее пространство из нескольких файлов. По этой программе с учетом исходных данных рассчитывают показатели работы отопительной ГТУ-ТЭЦ (при определенной температуре, в принятом диапазоне температур и годовых показателей производства и отпуска электрической энергии и теплоты).

При расчете учитывают тип и состав топлива, влияние аэродинамического сопротивления ГВТО на параметры ГТУ, а также используют алгоритм поправок работы ГТУ-ТЭЦ на дожигание топлива в потоке уходящих газов.

На рис. 10.15 изображена укрупненная структурная схема определения показателей тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ, в которой дана общая последовательность шагов при вычислении этих показателей: определение числа работающих ГТУ, пикового источника и отпуска теплоты потребителям, расчет значений производимой и отпускаемой теплоты, показателей тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ.

На рис. 10.16 представлен фрагмент структурной схемы рис. 10.15 в развернутом варианте: показан расчет параметров ГТУ-ТЭЦ для определенной температуры наружного воздуха в тепловой схеме с использованием дожигания топлива и байпасирования части газов мимо ГВТО.

Использование данного программного продукта позволяет с достаточной точностью определять показатели работы ГТУ-ТЭЦ для различных комбинаций тепловых и электрических нагрузок.

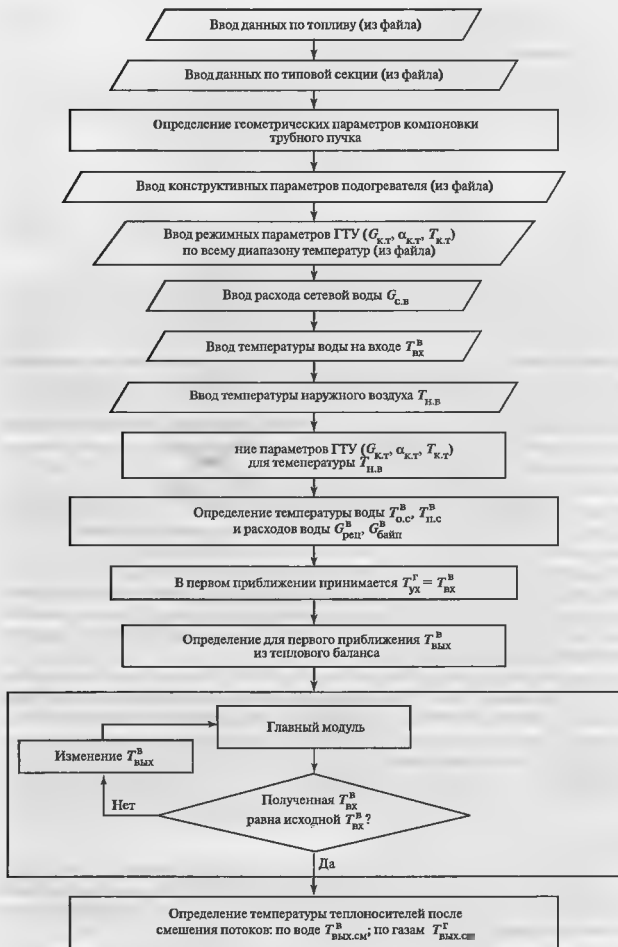


Рис. 10.13. Укрупненная структурная схема расчета ГВТО

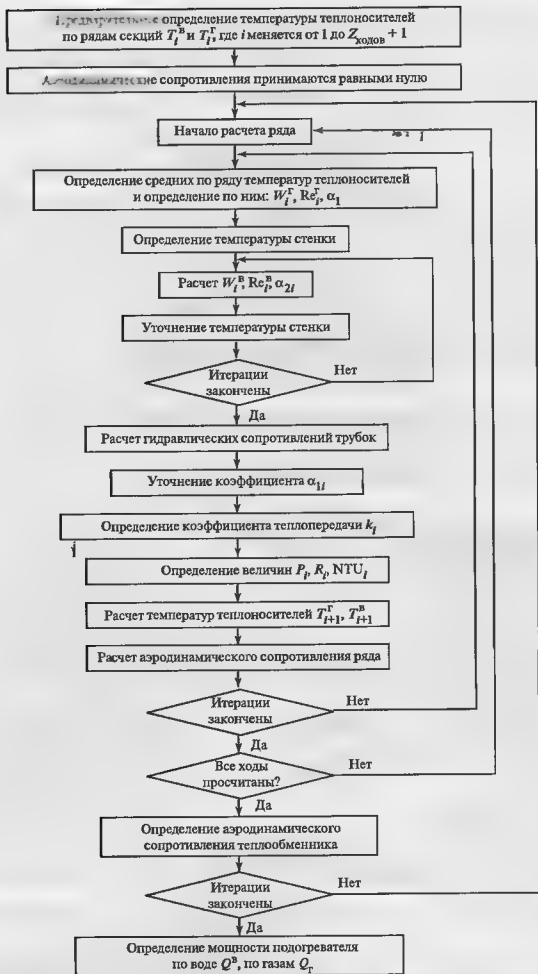


Рис. 10.14. Структурная схема расчета главного модуля ГВТО

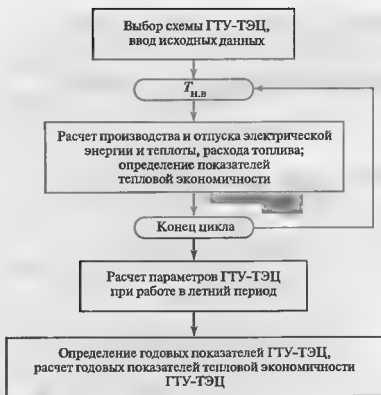


Рис. 10.15. Укрупненная структурная схема расчета ГТУ-ТЭЦ

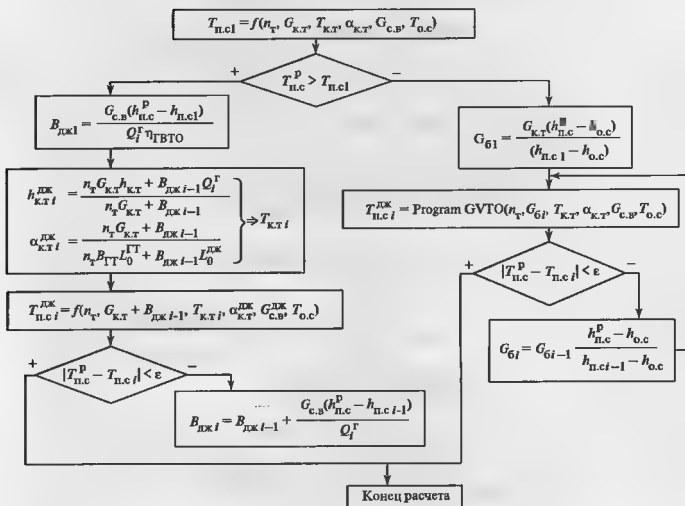


Рис. 10.16. Структурная схема расчета параметров ГТУ-ТЭЦ для схемы с дожижением топлива и байпасированием части газов

Расчет тепловой схемы промышленной ГТУ-ТЭЦ. Такой расчет во многом повторяет аналогичный расчет тепловой схемы ПГУ с КУ (см. гл. 8). Конструкторский и поверочный тепловые расчеты последнего позволяют определить количество и параметры генерируемого технологического пара. Энергетические показатели такой ГТУ-ТЭЦ рассчитывают по зависимостям, приведенным в § 10.2.

10.4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ НА ГТУ-ТЭЦ

Анализ тепловых схем промышленных и отопительных ГТУ-ТЭЦ показывает, что необходимо учитывать особенности графиков отпуска теплоты потребителям (рис. 10.17). При выборе оптимальной схемы для каждой из этих ТЭЦ существуют различные технологические решения. Наиболее общей может быть тепловая схема ГТУ-ТЭЦ, приведенная на рис. 10.18, которую можно назвать комбинированной (универсальной). Такая схема обеспечивает покрытие отопительной нагрузки и отпуск технологического пара. При этом предусмотрено дожигание топлива и байпасирование газов в обвод КУ.

Регулирование отпуска теплоты наиболее актуально для отопительных ГТУ-ТЭЦ, когда приходится решать одну из двух задач:

- 1) подвод дополнительного количества теплоты в том случае, если тепловая мощность ГВТО меньше, чем требуется согласно отопительному графику;
- 2) уменьшение теплоты, передаваемой промышленному и (или) теплофикационному теплоносителю в том случае, если тепловая мощность ГВТО превышает тепловую нагрузку сети.

При решении первой задачи возможны следующие варианты:

- использование пиковых водогрейных котлов для догрева сетевой воды;
- применение дожигания топлива в потоке уходящих газов перед ГВТО. При реализации этой схемы и дожигании значительного количества топлива применяется рециркуляция газов для снижения температурного напряжения в ГВТО; впрыск воды (пара) в КС турбины;
- перевод ГТУ в режим пиковой нагрузки.

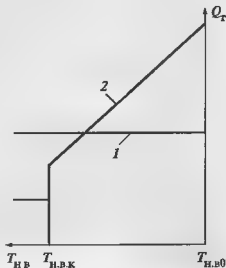
Подвода дополнительной теплоты можно избежать, если выбрать газотурбинное оборудование для ГТУ-ТЭЦ таким образом, чтобы теплота уходящих газов ГТУ (или нескольких ГТУ) оказалась достаточной для покрытия максимума тепловой нагрузки. Эффективность такого решения не очевидна.

Среди возможных тепловых схем для решения второй задачи выделим следующие технические решения:

ГТУ-ТЭЦ включает в себя несколько энергоблоков ГТУ с газодынными теплообменниками, рассчитанных на разную продолжительность

Рис. 10.17. Изменение тепловой нагрузки в течение года для промышленной (1) и отопительной (2) ТЭЦ

$T_{н.в.0}$ — температура наружного воздуха, соответствующая расчетной (максимальной) отопительной нагрузке; $T_{н.в.к}$ — температура наружного воздуха, соответствующая началу (концу) отопительного сезона





При проектировании ГТУ-ТЭЦ возможна различная комбинация вышеприведенных технических решений. При этом необходимо учитывать ряд требований:

при останове одной блочной установки ГТУ-ТЭЦ оставшиеся блоки вместе с пиковыми источниками должны обеспечивать 70—80 % потребления теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение;

в некоторых случаях передача теплоты от КУ (ГВТО) устанавливаемых ГТУ должна осуществляться через промежуточный контур, в котором циркулирует обессоленная вода или конденсат. При этом улучшается теплообмен в ГВТО, он защищен от загрязнения, отпадает необходимость в рециркуляции воды, но значительно увеличивается металлоемкость установки и ее стоимость.

Использование различных методов подвода дополнительной теплоты на ГТУ-ТЭЦ. Показатели ГТУ-ТЭЦ рассчитывают для разных температур наружного воздуха. В зависимости от схемы ГТУ-ТЭЦ и графика отпуска теплоты используют различные алгоритмы определения основных показателей ГТУ-ТЭЦ.

Если теплоты газов на выходе ГТУ не хватает для отпуска потребителям, следует обеспечить подвод дополнительного количества теплоты. Один из наиболее перспективных способов такого подвода теплоты — дожигание дополнительного количества топлива в среде выходных газов. В схеме дожигания в ГТУ-ТЭЦ должны быть предусмотрены различные эксплуатационные режимы работы, такие как:

- утилизационный режим без дожигания топлива;
- режим с дожиганием топлива в среде уходящих газов ГТУ или в холодном воздухе вентилятора автономного режима;
- автономный режим (ГТУ остановлена) и сжигание топлива в среде холодного воздуха.

Одним из показателей тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ служит необходимое количество топлива для дожигания. При этом следует установить, насколько полно утилизируется теплота, получаемая при сжигании топлива в дополнительной камере дожигания.

Схема тепловых потоков в ГВТО и дополнительной камере дожигания представлена на рис. 10.19. Тепловые потоки, показанные на рис. 10.19, могут быть записаны так:

теплота газов перед ГВТО при дожигании

$$Q_{кт}^{дж} = Q_{кт} + Q_c^{дж} \eta_{кд}; \quad (10.25)$$

теплота, утилизируемая в ГВТО,

$$Q_t^{г.дж} = Q_t^г + \Delta Q_t^{г.дж}; \quad (10.26)$$

теплота, отпускаемая потребителю,

$$Q_t^{дж} = Q_t^{г.дж} \phi = Q_t + \Delta Q_t^{дж}; \quad (10.27)$$

теплота уходящих газов ГВТО при дожигании

$$Q_{ух}^{дж} = Q_{ух} + \Delta Q_{ух}^{дж}. \quad (10.28)$$

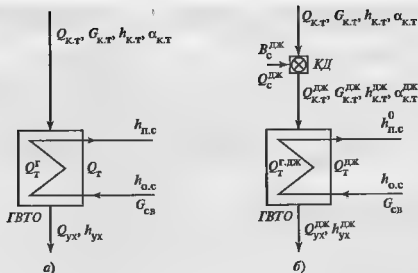


Рис. 10.19. Схема распределения тепловых потоков в ГВТО без дожига (а) и при дожигании (б) топлива

С учетом выражений (10.25)—(10.28) распределение теплоты дожигаемого топлива можно записать в виде

$$Q_c^{лж} \eta_{КД} = \Delta Q_T^{г.лж} + \Delta Q_{ух}^{лж} = \Delta Q_T^{г.лж} \varphi + \Delta Q_{ух}^{лж}. \quad (10.29)$$

Отсюда определяем соотношение между дополнительной теплотой, требующейся для отпуска потребителю, и расходом подведенного в КД топлива:

$$B_c^{лж} = \frac{\Delta Q_T^{г.лж} \varphi + \Delta Q_{ух}^{лж}}{\eta_{КД} Q_i^r}. \quad (10.30)$$

Доля теплоты дожигаемого топлива, уносимой с уходящими газами ($Q_{ух}^{лж} - Q_{ух}$), незначительна, и в первом приближении ее можно принять равной нулю. Тогда

$$B_c^{лж} = \Delta Q_T^{г.лж} \frac{\varphi}{\eta_{КД} Q_i^r}. \quad (10.31)$$

Далее определяем следующие параметры газов за дополнительной камерой дожига:

теплоту газов

$$Q_{к.т}^{лж} = Q_{к.т} + \frac{B_c^{лж} Q_i^r}{\eta_{КД}}; \quad (10.32)$$

энтальпию газов

$$h_{к.т}^{лж} = \frac{Q_{к.т}^{лж}}{G_{к.т} + B_c^{лж}}; \quad (10.33)$$

избыток воздуха

$$\alpha_{\text{к.т}}^{\text{дж}} = \frac{G_{\text{к.т}} \alpha_{\text{к.т}}}{G_{\text{к.т}} + B_{\text{дж}}(1 + \alpha_{\text{к.т}} L_0)}. \quad (10.34)$$

После вычисления показателей газов перед ГВТО проводится поверочный расчет ГВТО, определяются параметры газов за ним. Далее находится увеличение теплоты газов за ГВТО и по (10.31) рассчитывается действительный расход топлива в КД. После чего расчет повторяется. Если после 2-й итерации точность расчета хуже желаемой, проводится 3-я итерация и т.д.

Если в схеме ГТУ-ТЭЦ предусмотрено использование нескольких турбин, то параметры газов перед ГВТО для i -й итерации с учетом количества дожигаемого топлива определяются следующим образом:

$$h_{\text{к.т.}i}^{\text{дж}} = \frac{n_{\text{т}} G_{\text{к.т}} h_{\text{к.т}} + B_{\text{дж}i} Q_i^{\text{г}}}{n_{\text{т}} G_{\text{к.т}} + B_{\text{дж}i}}; \quad (10.35)$$

$$\alpha_{\text{к.т.}i}^{\text{дж}} = \frac{n_{\text{т}} G_{\text{к.т}} \alpha_{\text{к.т}}}{n_{\text{т}} G_{\text{к.т}} + B_{\text{дж}i}(1 + \alpha_{\text{к.т}} L_0)}, \quad (10.36)$$

где $n_{\text{т}}$ — число ГТУ; L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива.

Расчеты показали, что для достижения точности при определении температуры газов за ГВТО в пределах $\pm 0,05$ °C требуется три-пять итераций.

Эффективность использования дожига также подтверждается улучшением работы ГВТО. Установлено, что при использовании дожига увеличение температуры газов за КД сопровождается ростом температуры газов за ГВТО. Однако следует отметить, что относительный прирост теплоты газов за КД значительно превышает аналогичный прирост теплоты газов за ГВТО. Обозначим эти соотношения так:

$$k_{\text{к.т}} = \frac{Q_{\text{к.т}}^{\text{дж}} - Q_{\text{к.т}}}{Q_{\text{к.т}}}; \quad (10.37)$$

$$k_{\text{у.х}} = \frac{Q_{\text{у.х}}^{\text{дж}} - Q_{\text{у.х}}}{Q_{\text{у.х}}}. \quad (10.38)$$

Соотношение доли дополнительно подводимого количества теплоты в КД к подводимой теплоте в ГТУ

$$\beta_{\text{дж}} = \frac{Q_{\text{с}}^{\text{дж}}}{Q_{\text{с}}} = \frac{B_{\text{с}}^{\text{дж}}}{B_{\text{ГТ}}}. \quad (10.39)$$

Зависимость коэффициентов $k_{\text{у.х}}$ и $k_{\text{к.т}}$ от $\beta_{\text{дж}}$ для различных режимов работы ГТУ-ТЭЦ на примере ГТУ типа GT8C фирмы АВВ показана на рис. 10.20.

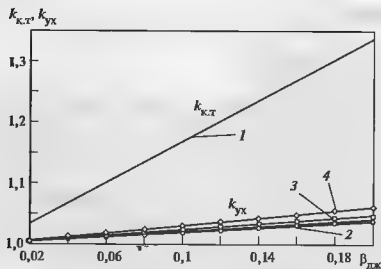


Рис. 10.20. Зависимость относительного прироста теплоты за камерой дожига $k_{к.т.}$ и за ГВТО $k_{у.х.}$ от доли дожига топлива $\beta_{дж}$ при расходе сетевой воды $G_{с.в.}$, кг/с:
1 — 500, 2 — 400; 3 — 300; 4 — 200

Часто для дополнительного отпуска теплоты потребителям в периоды ее пикового потребления используют пиковые водогрейные котлы (ПВК). Количество топлива, сжигаемого в них, определяют из выражения

$$B_{ПВК} = \frac{Q_{ПВК}}{Q_i^r \eta_{ПВК}} = \frac{Q_{\tau}^{ГТУ-ТЭЦ} - Q_{\tau}^{ГВТО}}{Q_i^r \eta_{ПВК}}. \quad (10.40)$$

Этот расход зависит от принятого коэффициента теплофикации и конкретного режима работы ГТУ-ТЭЦ в соответствии с графиком отпуска теплоты потребителям.

Сравнение двух указанных вариантов покрытия пика потребления теплоты на ГТУ-ТЭЦ осуществляют в каждом конкретном случае с учетом всех особенностей принятых технологических решений.

Использование разных тепловых схем отвода излишней теплоты в ГВТО ГТУ-ТЭЦ. В случае, когда тепловой потенциал газов на выходе ГТУ превышает количество теплоты, необходимое для отпуска потребителю, возникает потребность в отводе определенной части теплоты этих газов.

Среди различных технологических решений, позволяющих решить данную проблему, наиболее применяем обвод выходных газов ГТУ мимо ГВТО. Основное преимущество такой схемы — невысокие дополнительные капиталовложения, а также значительная маневренность и надежность установки.

При использовании байпасирования газов путем изменения расхода газов перед ГВТО происходит изменение характеристик теплообмена в ГВТО. Это, в свою очередь, приводит к изменению параметров газов на выходе ГТ. Исходя из этого, количество газов, подаваемых в ГВТО, следует определять итерационным методом, используя следующие шаги:

определение температуры прямой сетевой воды при условии отсутствия байпасирования части газов (с учетом параметров графика отпуска теплоты, числа n_T и показателей работы ГТУ)

$$T_{пс1} = f(n_T, G_{КТ}, T_{КТ}, \alpha_{КТ}, G_{св}, T_{ос}); \quad (10.41)$$

предварительное определение количества газов, проходящих через ГВТО, на основе теплового баланса без учета изменения температуры газов за ГВТО:

$$G_{б1} = \frac{G_{КТ}(h_{п.с}^p - h_{ос})}{(h_{пс1} - h_{ос})}; \quad (10.42)$$

поверочный тепловой расчет ГВТО, определение температуры прямой сетевой воды с учетом байпасирования части газов (расчет проводится по разработанной в НИЛ «ГТУ и ПГУ ТЭС» МЭИ программе)

$$T_{псi} = \text{Program GVTO}(n_T, G_{бi-1}, T_{КТ}, \alpha_{КТ}, G_{св}, T_{ос}). \quad (10.43)$$

Если температура прямой сетевой воды получена с учетом заданной точности, то определяют все необходимые параметры сетевой установки; если нет, то уточняют расход газов через ГВТО

$$G_{бi} = G_{бi-1} \frac{h_{п.с}^p - h_{ос}}{h_{псi-1} - h_{ос}}, \quad (10.44)$$

после чего возвращаются к определению температуры сетевой воды по (10.43) с учетом уточненного расхода газов через ГВТО.

Показатели тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ в режиме байпасирования газов находятся, как обычно.

Для незначительного снижения подвода теплоты, а также для улучшения режима надежности ГВТО (для поддержания температуры воды на входе в ГВТО на уровне 60—70 °С) можно применять схему с подмешиванием обратной сетевой воды в линию прямой сетевой воды, используя контур рециркуляции воды. Упрощенная технологическая схема такого водяного контура одного энергоблока приведена на рис. 10.21.

Линия байпасирования необходима для подмешивания обратной сетевой воды с целью снизить температуру воды после ГВТО до значения, соответствующего сетевому температурному графику.

Очевидно, что следует определить температуру воды на выходе из ГВТО, зависящую от температуры воды в прямой и обратной сети и температуры воды на входе в подогреватель.

Составляем уравнение теплового баланса для точки смешения воды линии рециркуляции и обратной сетевой воды (принимая, что удельная теплоемкость воды постоянна):

$$G_{рец}(T_{вых} - T_{вх}) - (G_{ГВТО} - G_{рец})(T_{вх} - T_{ос}). \quad (10.45)$$

Откуда

$$G_{рец} = G_{ГВТО} \frac{T_{вх} - T_{ос}}{T_{вых} - T_{ос}}. \quad (10.46)$$

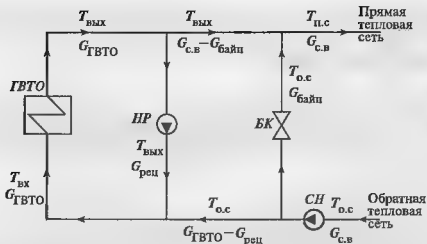


Рис. 10.21. Упрощенная схема контура энергоблока по сетевой воде
ГВТО — газовойодной теплообменник; *НР* — насос рециркуляции, *БК* — байпасный клапан; *СН* — сетевой насос, *ПС* — прямая сеть; *ОС* — обратная сеть

Тепловой баланс для точки смешения воды из обратной сети и воды после ГВТО выглядит следующим образом:

$$G_{\text{байп}}(T_{\text{п.с}} - T_{\text{о.с}}) = (G_{\text{с.в}} - G_{\text{байп}})(T_{\text{вых}} - T_{\text{п.с}}); \quad (10.47)$$

$$G_{\text{байп}} = G_{\text{с.в}} \frac{T_{\text{вых}} - T_{\text{п.с}}}{T_{\text{вых}} - T_{\text{о.с}}}. \quad (10.48)$$

Расход воды через подогреватель связан с расходом сетевой воды соотношением

$$G_{\text{с.в}} = G_{\text{ГВТО}} + G_{\text{байп}} - G_{\text{р.с}}. \quad (10.49)$$

Для равенства расходов $G_{\text{с.в}} = G_{\text{ГВТО}}$ необходимо, чтобы $G_{\text{байп}} = G_{\text{р.с}}$. Чтобы выполнялись эти равенства, температура воды на выходе из ГВТО на всем диапазоне температуры наружного воздуха должна быть [из совместного решения (10.45) и (10.48)]

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} + (T_{\text{п.с}} - T_{\text{о.с}}). \quad (10.50)$$

Температура на выходе всегда должна превышать входную температуру на разность температур прямой и обратной сетевой воды. Таким образом, $T_{\text{вых}} = \varphi(T_{\text{вх}}, T_{\text{н.в}})$.

Зависимости температур воды от температуры наружного воздуха для $T_{\text{вх}} = 60^\circ\text{C}$ приведены на рис. 10.22.

Как видно из рис. 10.22, этот метод регулирования вполне приемлем. Он позволяет при небольших капитальных вложениях получить надежную схему регулирования отпуска теплоты потребителю. Наряду с байпасированием газов данный метод наиболее приемлем в действующих установках.

Достаточно просто снизить теплоту газов, утилизируемых в ГВТО, уменьшением нагрузки ГТУ. Недостатком такого решения может оказаться снижение КПД производства электроэнергии собственно ГТУ, что серьезно влияет на показатели тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ в целом.

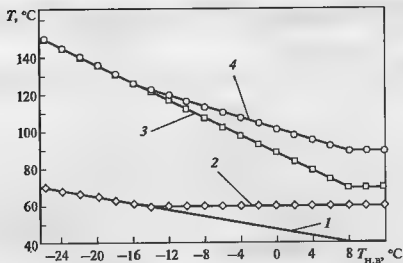


Рис. 10.22. Зависимость температуры воды от температуры наружного воздуха (см. схему на рис. 10.21)

1 — $T_{0,с}$; 2 — $T_{вк}$; 3 — $T_{вых}$; 4 — $T_{п,с}$

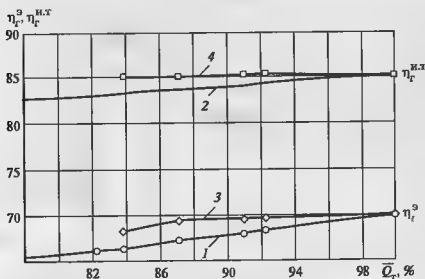


Рис. 10.23. Влияние изменения нагрузки ГТУ на экономичность ГТУ-ТЭЦ

1, 2 — без ВНА; 3, 4 — с применением ВНА ($T_{н.в} = -5^\circ\text{C}$)

Преимущественно используются два метода регулирования нагрузки ГТУ: путем изменения начальной температуры газов перед ГТ ГТУ; путем изменения расхода воздуха через компрессор ГТУ с помощью ВНА. На рис. 10.23 приведены показатели изменения экономичности ГТУ-ТЭЦ при регулировании тепловой нагрузки путем изменения нагрузки ГТУ в диапазоне от 78 до 100 %. Данные получены для ГТУ типа GT8C при температуре наружного воздуха — 5°C .

Как видно из рис. 10.23, применение ВНА позволяет регулировать нагрузку ГТУ-ТЭЦ с меньшей потерей экономичности, чем изменение начальной температуры газов в ГТУ, при этом показатели экономичности (КПД производства электроэнергии $\eta_{г,т}^э$ и КПД использования теплоты топлива $\eta_{и.т}$) становятся выше. При использовании обоих методов ограничена возможность регулировать диапазон нагрузки (от 60 до 100 %). Кроме того, эти методы регулирова-

10.5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МОДУЛЯ «ГТУ — КУ (ГВТО)» ГТУ-ТЭЦ НА СТАДИИ ЕЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

10.5.1. Основы построения диаграмм режимов работы энергетического модуля ГТУ-ТЭЦ

Проектирование ГТУ-ТЭЦ имеет свои особенности, связанные с постоянным изменением параметров рабочего тела в ГТУ. Под влиянием параметров наружного воздуха изменяются мощность на выходах электрогенератора установки, температура, расход и теплота газов за ГТ. Электрическая нагрузка ГТУ обычно регулируется изменением угла наклона ВНА и ПНА первых ступеней осевого компрессора ГТУ, а также воздействием на расход топлива. Различные типы энергетических ГТУ по-разному реагируют на изменение электрической нагрузки и параметров наружного воздуха.

Сравнение вариантов тепловых схем ГТУ-ТЭЦ основывается, прежде всего, на детальном расчете их тепловых схем, который позволяет определить основные показатели тепловой экономичности. Полезным инструментом при проектировании и эксплуатации ГТУ-ТЭЦ могут быть диаграммы режимов работы, позволяющие значительно упростить оценку и выбор оборудования, а также оптимального состава ГТУ-ТЭЦ.

Основные параметры работы ГТУ-ТЭЦ, оказывающие влияние на ее экономичность, являются величинами взаимосвязанными, и их можно представить не только в аналитическом, но и в графическом виде.

В качестве параметров, используемых при построении диаграммы режимов, были выбраны следующие:

температура наружного воздуха $T_{н.в.}$, °С;

электрическая мощность ГТУ при работе в автономном режиме $N_r^{э.авт.}$, МВт;

теплота газов на выходе ГТУ $Q_{к.т.}$, МВт;

вырабатываемая тепловая мощность ГТУ-ТЭЦ Q_T , МВт.

Эти параметры связаны между собой как показателями экономичности, так и следующими вспомогательными параметрами:

электрическим КПД ГТУ в автономном режиме $\eta_r^{э.авт.}$, %;

удельной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении ε_T^T , (кВт · ч)/ГДж;

температурой газов на выходе ГТУ $T_{к.т.}$, °С;

температурой уходящих газов за газоводяным теплообменником T_{yx} , °С.

Предлагаемая авторами диаграмма режимов работы энергетического модуля «ГТУ—ГВТО» ГТУ-ТЭЦ (рис. 10.26) состоит из четырех отдельных частей, связанных между собой. В первой четверти даны графическая зависимости электрической мощности (абсолютная и относительная нагрузка) и КПД по производству электрической энергии ГТУ от температуры наружного воздуха. Там же расположены зависимости абсолютной электрической

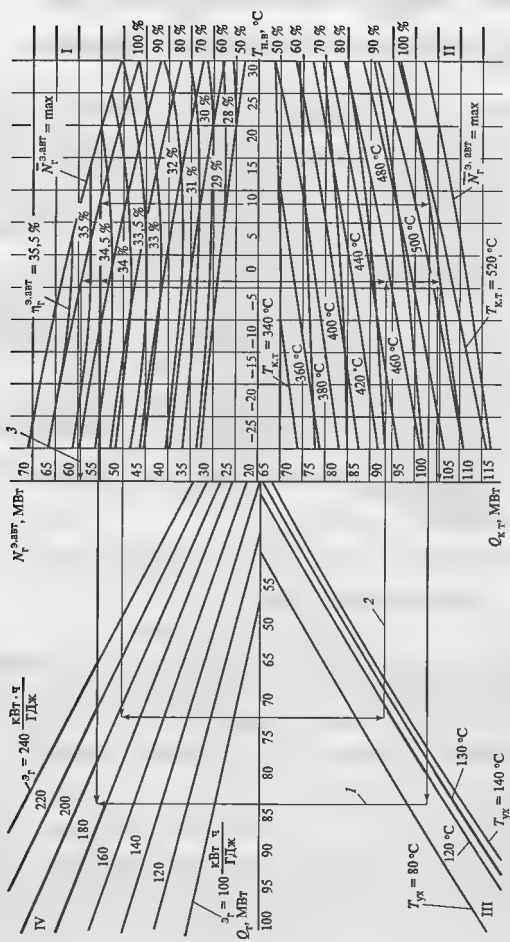


Рис. 10.26. Диаграмма режимов работы энергетического модуля «ГТУ—ГВЮ» ГТУ-ТЭЦ на базе ГТ типа GT8C
I-IV — соответствующие первая — четвертая четверти диаграммы; 1-3 — режимные режимы

мощности $N_{\Gamma}^{\text{э.авт}}$ и электрического КПД $\eta_{\Gamma}^{\text{э.авт}}$ ГТУ от ее относительной электрической мощности $\bar{N}_{\Gamma}^{\text{э.авт}}$ и температуры наружного воздуха $T_{\text{н.в.}}$:

$$N_{\Gamma}^{\text{э.авт}} = f(\bar{N}_{\Gamma}^{\text{э.авт}}, T_{\text{н.в.}}), \quad (10.51)$$

$$\eta_{\Gamma}^{\text{э.авт}} = f(\bar{N}_{\Gamma}^{\text{э.авт}}, T_{\text{н.в.}}). \quad (10.52)$$

Порядок использования первой четверти диаграммы может быть следующим:

1) по температуре наружного воздуха и требуемой относительной нагрузке определяют абсолютную нагрузку ГТУ, далее по вспомогательной сетке находят КПД ГТУ по выработке электроэнергии;

2) по температуре наружного воздуха и абсолютной нагрузке ГТУ определяют ее относительную нагрузку и КПД по выработке электроэнергии.

Абсолютная электрическая мощность ГТУ $N_{\Gamma}^{\text{э.авт}}$ находится на оси абсцисс, а для определения относительной мощности ГТУ и КПД производства электроэнергии $\eta_{\Gamma}^{\text{э.авт}}$ на плоскости диаграммы нанесены изолинии (линии равных значений мощности и КПД) данных параметров.

На второй четверти диаграммы можно найти теплоту $Q_{\text{к.т.}}$ и температуру $T_{\text{к.т.}}$ выходных газов ГТУ в зависимости от относительной электрической мощности $\bar{N}_{\Gamma}^{\text{э.авт}}$ и температуры наружного воздуха $T_{\text{н.в.}}$. При построении диаграммы используют зависимости:

$$Q_{\text{к.т.}} = f(\bar{N}_{\Gamma}^{\text{э.авт}}, T_{\text{н.в.}}), \quad (10.53)$$

$$T_{\text{к.т.}} = f(\bar{N}_{\Gamma}^{\text{э.авт}}, T_{\text{н.в.}}). \quad (10.54)$$

Теплота выходных газов ГТУ $Q_{\text{к.т.}}$ находится на оси абсцисс, а для определения относительной мощности $\bar{N}_{\Gamma}^{\text{э.авт}}$ и температуры газов на выходе ГТ $T_{\text{к.т.}}$ на плоскости диаграммы нанесены изолинии — линии равных значений этих параметров.

Согласование первой и второй четвертей диаграммы происходит по одинаковым значениям температуры наружного воздуха и относительной нагрузки ГТУ. Для корректной работы с диаграммой следует учитывать, что значения относительной мощности $\bar{N}_{\Gamma}^{\text{э.авт}}$ на обеих четвертях диаграммы должны быть равны. Таким образом, по первым двум четвертям диаграммы определяют режимные зависимости ГТУ, входящей в состав ГТУ-ТЭЦ, и количество теплоты, которое содержится в выходных газах ГТУ.

Следующий шаг в построении диаграммы режимов — это определение тепловой мощности ГВТО в зависимости от режимных характеристик ГТУ (теплота и температура газов на выходе). Построение третьей четверти диаграммы происходит по зависимости

$$Q_{\Gamma} = f(Q_{\text{к.т.}}, T_{\text{ух}}), \quad (10.55)$$

где Q_T — тепловая мощность КУ (ГВТО); $Q_{к.т}$ — теплота продуктов сгорания топлива на выходе ГТ; $T_{ух}$ — температура уходящих газов за КУ (ГВТО).

Температура уходящих газов за КУ на начальной стадии проектирования выбирается с учетом условий, в которых планируется эксплуатация этого теплообменника.

В четвертой части диаграммы по условиям построения первой и третьей четвертей на осях расположены абсолютная электрическая мощность ГТУ и тепловая мощность ГВТО, что позволяет использовать данную четверть для расчета удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении ε_r^T .

10.5.2. Пример построения и использования диаграммы режимов работы энергетического модуля ГТУ-ТЭЦ

Для построения диаграммы режимов работы ГТУ-ТЭЦ прежде всего нужно знать зависимости от температуры наружного воздуха и относительной мощности ГТУ таких параметров ГТУ, как:

электрическая мощность ГТУ $N_r^{\varepsilon.авт}$;

электрический КПД $\eta_r^{\varepsilon.авт}$ или расход топлива на ГТУ $B_{ГТ}$;

расход газов за ГТУ $G_{к.т}$ или избыток воздуха за ГТУ $\alpha_{к.т}$;

температура газов за ГТУ $T_{к.т}$;

степень сжатия воздуха в компрессоре π_k (при расчете дожимного компрессора).

При этом

$$B_{ГТ} = \frac{N_r^{\varepsilon.авт}}{\eta_r^{\varepsilon.авт} Q_i}; \quad (10.56)$$

$$\alpha_{к.т} = \frac{G_{ГТ} - B_{ГТ}}{B_{ГТ} L_0}. \quad (10.57)$$

Названные зависимости могут быть представлены либо в табличной форме, либо в виде аппроксимированных функций. Второй вариант удобнее при построении диаграммы с помощью компьютерных программ.

На основе рассмотренных положений были получены зависимости, необходимые для построения диаграммы энергетического модуля ГТУ-ТЭЦ для газовой турбины типа GT8C (ABB).

Для функций вида (10.51) и (10.52) путем аппроксимации режимных параметров авторами были получены следующие зависимости:

$$N_r^{\varepsilon.авт} = 80,579 \bar{N}_r^{\varepsilon.авт} - 4468,6 (T_{н.в})^4 \bar{N}_r^{\varepsilon.авт} + 1561,8 (T_{н.в})^5 \bar{N}_r^{\varepsilon.авт} + 0,0039351 T_{н.в} (\bar{N}_r^{\varepsilon.авт})^5;$$

$$\eta_{\Gamma}^{\text{э.авт}} = -28,459 T_{\text{н.в}} + 108,1 \bar{N}_{\Gamma}^{\text{э.авт}} + 6917,3 (T_{\text{н.в}})^4 - 121,9 (\bar{N}_{\Gamma}^{\text{э.авт}})^2 - \\ - 17,648 T_{\text{н.в}} (\bar{N}_{\Gamma}^{\text{э.авт}})^5 - 20\,795 (T_{\text{н.в}})^5 + 53,201 (\bar{N}_{\Gamma}^{\text{э.авт}})^3 + 928,62 (T_{\text{н.в}})^5 (\bar{N}_{\Gamma}^{\text{э.авт}})^5.$$

где $T_{\text{н.в}}$ — в градусах Цельсия.

Исследование этих зависимостей показало, что результаты, аппроксимации хорошо согласуются с заводскими характеристиками (погрешность менее 1—2 %).

Для остальных параметров, требуемых при построении диаграммы, были получены подобные зависимости, что позволило построить диаграмму режимов для энергетического модуля ГТУ-ТЭЦ на базе газовой турбины типа GT8C ABB (рис. 10.26).

При работе с диаграммой можно использовать несколько различных последовательностей определения показателей экономичности ГТУ-ТЭЦ в зависимости от режима работы. Назовем три приемлемые последовательности:

1. Определение возможной тепловой нагрузки ГТУ-ТЭЦ в зависимости от заданной электрической нагрузки ГТУ и температуры окружающего воздуха. Для этого в первой четверти диаграммы по относительной электрической нагрузке ГТУ и температуре наружного воздуха определяют абсолютную электрическую нагрузку и электрический КПД ГТУ-ТЭЦ. Далее во второй четверти при заданной температуре наружного воздуха и относительной нагрузке ГТУ (значения относительной нагрузки в первой и второй четвертях диаграммы равны) находят температуру газов и теплоту газов на выходе ГТ. Затем в третьей четверти диаграммы по температуре уходящих газов за теплообменником определяют тепловую мощность теплообменника. После этого по четвертой четверти диаграммы находят удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении (вариант 1 на рис. 10.26). Такая последовательность использования диаграммы режимов работы ГТУ-ТЭЦ позволяет для каждой температуры получить несколько режимов работы ТЭЦ с различным отпуском теплоты и соответствующими показателями тепловой экономичности.

2. Вторая последовательность использования диаграммы режимов работы энергетического модуля ГТУ-ТЭЦ позволяет решить указанные задачи в обратном порядке: при заданной тепловой нагрузке и принятой температуре уходящих газов за ГВТО во второй четверти определяют требуемую относительную электрическую нагрузку ГТУ, после чего по полученному значению находят абсолютную электрическую нагрузку и остальные параметры ГТУ (вариант 2 на рис. 10.26).

3. Третья последовательность используется тогда, когда необходимо поддерживать номинальную электрическую нагрузку и возможно байпасирование теплообменника по газовой стороне (вариант 3 на рис. 10.26).

Вариант 1 режима работы ГТУ-ТЭЦ предпочтителен в случае, если максимально возможная тепловая нагрузка теплообменника меньше, чем требуемая, и есть необходимость в дополнительном подводе теплоты. Например, определим количество теплоты, которую можно получить на ГТУ-ТЭЦ при температуре наружного воздуха $T_{\text{н.в}} = +8^\circ\text{C}$ и номинальной нагрузке ГТ.

В первой четверти диаграммы фиксируем электрическую мощность $N_r^{\text{э.авт}} = 55,5$ МВт и электрический КПД $\eta_r^{\text{э.авт}} = 34,7$ %. Во второй четверти находим выходные параметры ГТ: температуру газов $T_{\text{к.т}} = 515$ °С и теплоту газов $Q_{\text{к.т}} = 102,5$ МВт. Учитывая, что конструкция теплообменника обеспечивает температуру уходящих газов за ГВТО $T_{\text{yx}} = 120$ °С, определяем в третьей части диаграммы тепловую нагрузку ГВТО $Q_{\text{т}} = 83,5$ МВт. В данном режиме работы выработка электроэнергии на тепловом потреблении составляет $\varepsilon_r^{\text{т}} = 185$ кВт · ч/ГДж.

Вариант 2 использования диаграммы режимов работы энергетического модуля ГТУ-ТЭЦ применяется тогда, когда теплота уходящих газов газовой турбины в номинальном режиме больше, нежели требуется для отпуска заданной теплоты. Например, нужно определить режим работы ГТ, в котором необходимо отпустить теплоту $Q_{\text{т}} = 72$ МВт при температуре наружного воздуха $T_{\text{н.в}} = -3,6$ °С. В третьей четверти диаграммы при температуре газов за ГВТО $T_{\text{yx}} = 120$ °С находим теплоту газов на выходе ГТ $Q_{\text{к.т}} = 93$ МВт. После этого во второй четверти определяем относительную нагрузку газовой турбины $\bar{N}_r^{\text{э.авт}} = 84$ % и температуру газов за газовой турбиной $T_{\text{к.т}} = 455$ °С. Далее в первой четверти диаграммы находим электрическую мощность $N_r^{\text{э.авт}} = 49,5$ МВт и электрический КПД ГТ $\eta_r^{\text{э.авт}} = 34,2$ %. Следовательно, в данном случае выработка электроэнергии на тепловом потреблении составляет $\varepsilon_r^{\text{т}} = 192$ кВт · ч/ГДж.

Если при данной выработке теплоты необходимо одновременно обеспечить номинальную выработку электроэнергии, то нужно во второй и первой четвертях диаграммы найти параметры ГТ при номинальной нагрузке: относительную нагрузку ГТУ $\bar{N}_r^{\text{э.авт}} = 100$ %, температуру газов $T_{\text{к.т}} = 508$ °С, электрическую мощность ГТУ $N_r^{\text{э.авт}} = 59$ МВт, электрический КПД ГТУ $\eta_r^{\text{э.авт}} = 35,2$ %.

В табл. 10.5 приведены показатели работы ГТУ-ТЭЦ, иллюстрирующие применение диаграммы для определения показателей. Таким образом, имея заводские характеристики ГТУ и используя разработанную авторами методику, возможно без проведения сложных расчетов быстро и точно определить показатели экономичности ГТУ-ТЭЦ в различных режимах.

Поправочные коэффициенты для диаграммы режимов работы энергетического модуля ГТУ-ТЭЦ. Следует отметить, что построение диаграммы режимов электрического модуля ГТУ-ТЭЦ проводится без учета влияния аэродинамического сопротивления ГВТО Δp_a на параметры ГТ и влияния коэффициента рассеивания теплоты в ГВТО на вырабатываемую теплоту. Указанные величины не оказывают значительного влияния (0—1,5 %) на общие показатели экономичности ГТУ-ТЭЦ. Тем не менее при разработке

Таблица 10.5 Расчет показателей ГТУ-ТЭЦ на базе энергетической ГТУ типа GT8C (ABB) с использованием диаграммы режимов работы энергетического модуля

Показатель	Вариант режима по рис. 10.26		
	1	2	3
Температура наружного воздуха $T_{нв}$, °C	+8	-3,6	-3,6
Электрическая мощность ГТУ:			
относительная $\bar{N}_Г^{э.авт}$, %	100	84	100
абсолютная $N_G^{э.авт}$, МВт	55,5	49,5	59
КПД ГТУ по выработке электроэнергии $\eta_G^{э.авт}$, %	34,7	34,2	35,2
Температура газов на выходе ГТУ $T_{кт}$, °C	515	455	508
Теплота газов на выходе ГТУ $Q_{кт}$, МВт	102,5	93	106
Температура уходящих газов за ГВТО T_{yx} , °C	120	120	Байпасирование части газов
Тепловая нагрузка ГТУ-ТЭЦ Q_T , МВт	83,5	72	72
Выработка электроэнергии на тепловом потреблении $э_G^*$, кВт · ч/ГДж	185	192	192

Г

диаграммы режимов для получения более точных результатов следует внести поправки.

В первой и второй четвертях диаграммы вводят поправочные кривые на следующие параметры:

электрическую мощность ГТУ (первая четверть)

$$N_G^{э.авт} = f(\bar{N}_Г^{э.авт}, T_{нв}, \Delta p_a), \quad (10.58)$$

тепловой потенциал газов на выходе газовой турбины (вторая четверть)

$$Q_{кт} = f(\bar{N}_Г^{э.авт}, T_{нв}, \Delta p_a). \quad (10.59)$$

Учитывая, что изменение зависимостей (10.58), (10.59) при изменении аэродинамического сопротивления носит линейный характер, целесообразно нанести поправочные линии лишь для одного значения Δp_a , чтобы не загромождать диаграмму.

Коэффициент рассеивания теплоты φ в ГВТО оказывает влияние на третью и четвертую части диаграммы.

Разместить поправочные кривые на диаграмме сложно, поэтому предлагается следующее решение:

а) в начале поиска решения в первой части диаграммы (вариант 1) проводят пересчет двух показателей, полученных без учета дополнительного сопротивления:

тепловой нагрузки ГВТО

$$Q_T = Q_T^0 / \varphi; \quad (10.60)$$

Таблица 10.6. Сравнение показателей режимов энергетического модуля ГТУ-ТЭЦ

Показатель	Без введения поправки	С поправкой
Температура наружного воздуха $T_{н.в.}$, °C	+8	+8
Электрическая мощность ГТУ относительная $\bar{N}_Г^{з.авт.}$, %	100	100
КПД ГТУ по выработке электроэнергии $\eta_Г^{з.авт.}$, %	34,7	34,1
Температура газов на выходе ГТУ $T_{к.т.}$, °C	515	519
Теплота газов на выходе ГТУ $Q_{к.т.}$, МВт	102,5	103,2
Температура уходящих газов за ГВТО $T_{у.х.}$, °C	120	120
Тепловая нагрузка ГТУ-ТЭЦ Q_T , МВт	83,5	83,8
Выработка электроэнергии на тепловом потреблении $\mathcal{E}_Г^T$, кВт · ч/ГДж	185	183

выработки электроэнергии на тепловом потреблении

$$\mathcal{E}_Г^T = \mathcal{E}_Г^{T0} \varphi; \quad (10.61)$$

б) работая с диаграммой по варианту 2 или 3, вначале пересчитывают тепловую нагрузку с учетом коэффициента рассеивания теплоты [см. (10.60)], после чего строят диаграмму для полученного значения.

Если провести пересчет полученных результатов по варианту 1 с учетом данных погрешностей, то получим несколько отличающиеся данные. Результаты сравнения приведены в табл. 10.6 при следующих поправочных значениях: $\Delta p_a = 3$ кПа, $\varphi = 0,99$.

10.6. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГТУ ДЛЯ НАДСТРОЙКИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ СИСТЕМ

Водогрейные и паровые котлы низкого давления в системе теплофикации можно надстроить, используя энергетические ГТУ. Различные варианты таких надстроек разработаны специалистами ВТИ, Теплоэлектропроекта, ВНИПИЭнергопром. На рис. 10.27 изображена принципиальная тепловая схема надстройки водогрейного котла типа КВГМ-116-150 ГТ (АО «Белэнергомаш») с применением ГТУ-16 (НПО «Машпроект»).

Водогрейный котел должен быть подвергнут необходимой реконструкции, чтобы в его газоход можно было направить все выходные газы ГТУ или часть их. При работе котельной в отопительный период теплота отпускается потребителям за счет утилизации выходных газов ГТУ в топке котла и дополнительного сжигания в нем топлива. Окислителем служит прежде всего избыток воздуха в этих газах.

В неотопительный период водогрейный котел использует только теплоту выходных газов ГТУ, а топливо (природный газ) подводится в КС ГТУ.

При комбинированной выработке электроэнергии и теплоты удастся сэкономить от 20 до 30 % топлива. В случае прекращения подачи природного газа водогрейный (паровой) котел переводят на сжигание резервного топлива — мазута, а ГТУ останавливают. Воздух к газомазутным горелкам подается

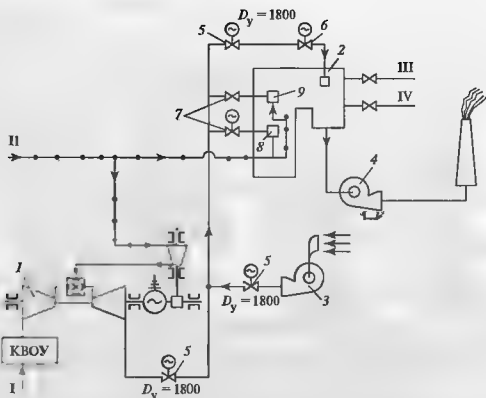


Рис. 10.27. Принципиальная схема блока ГТУ-16 и водогрейного котла KBGM-116-150 ГТ
 1 — ГТУ-16 с дожимным компрессором (одна), 2 — водогрейный котел KBGM-116-150 ГТ (один); 3 — вентилятор котла (один), 4 — дымосос котла (один), 5 — запорные газоплотные клапаны (трн); 6 — регулирующие клапаны (четыре), 7 — запорные клапаны (четыре), 8 — горелки; 9 — вторичный воздух, I — воздух; II — природный газ; III — прямая сетевая вода, IV — обратная сетевая вода

с помощью вентилятора. Эксплуатация ГТУ в автономном режиме со сбросом выходных газов в дымовую трубу обычно не предусмотрена.

Компоновка водогрейной котельной с применением энергетической ГТУ представлена на рис. 10.28 (АО ТЭП и «Белгородэнерго»). В котельной расположены две ГТУ-16 и два водогрейных котла типа KBGM-100-150 ГМ. Предусмотрены общая дымовая труба, дымососы и дутьевые вентиляторы, а ГТУ-16 снабжена дожимным компрессором природного газа.

Интересен опыт централизованного теплоснабжения в Дании. Отопительный сезон в стране составляет около 220 дней в году или приблизительно 2900 градусо-дней в год при средней температуре наружного воздуха в январе 0 °С. Число градусо-дней в день определяется как разница между 18 °С и средней температурой наружного воздуха. Эта разница суммируется по всем дням отопительного сезона*.

Комбинированная система, разработанная в Дании, сочетает в себе централизованное и децентрализованное теплоснабжение. На паросиловых ТЭЦ осуществляется подогрев сетевой воды отборным паром пониженного давления до 90 °С, что повышает удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении (рис. 10.29). В холодное время года догрев сетевой воды в соответствии с температурным графиком осуществляется в КУ (ГВТО), подключенных к потоку выходных газов ГТУ или газодизельного

* По материалам Датского управления энергетики.

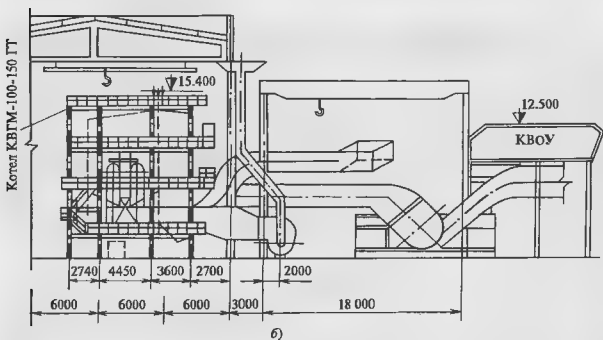
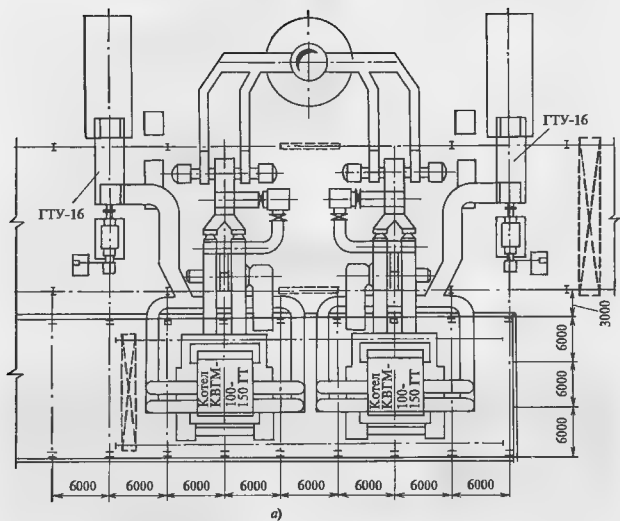


Рис. 10.28. Установка ГТУ-16 в водогрейной котельной
 а — вид сверху; б — поперечный разрез

Рис. 10.29. График продолжительности тепловых нагрузок

Площади $0-5'-5-\tau_{\text{год}}-0$ — годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение; $5'-4-3-3'-5'$ — годовой отпуск теплоты на паросиловую ТЭЦ; $2'-2-3-3'-2'$ — годовой отпуск теплоты на мини-ТЭЦ; $1-2-2'-1$ — годовая выработка теплоты в пиковой котельной

двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Такие мини-ТЭЦ располагают на площадках внутри квартальных тепловых центров.

Небольшая часть пиковой нагрузки на годовом графике теплоснабжения покрывается пиковыми водогрейными котлами либо системой дожигания топлива в среде выходных газов ГТУ или ДВС (рис. 10.30).

В этой системе теплоснабжения сохранены двухтрубные магистральные сети, для них необходимо расположение базовых паросиловых ТЭЦ в пределах городов, что усложнит их экологическую обстановку.

Комбинированная система теплоснабжения улучшенной модификации предложена в Саратовском государственном техническом университете (А.И. Андриященко). На паросиловых ТЭЦ, расположенных на определенном

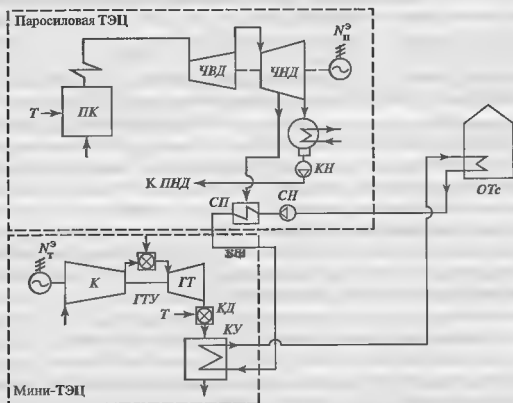
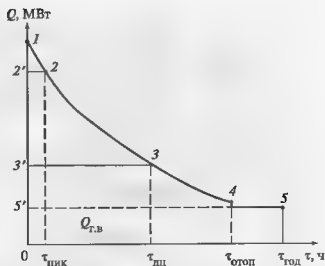


Рис. 10.30. Комбинированная система теплоснабжения

СП — сетевая одноступенчатая установка подогрева воды на паросиловой ТЭЦ, КУ — котел-утилизатор; СН — сетевой насос; КН — конденсационный насос, ОТс — объект теплоснабжения, ГТУ — газотурбинная энергетическая установка, ПК — паровой котел; ЧВД и ЧНД — части высокого и низкого давления паровой турбины; ПНД — подогреватель низкого давления, КД — камера дожигания; Т — топливо

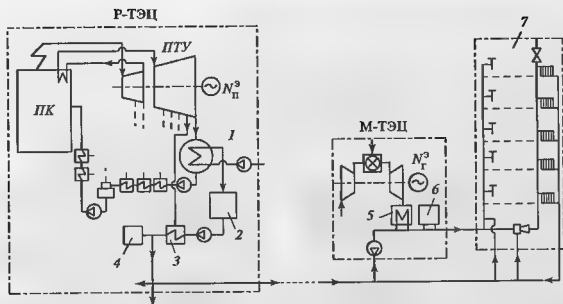


Рис. 10.31. Схема комбинированного теплоснабжения от районной ТЭЦ и мини-ТЭЦ (вариант)

1 — конденсатор — подогреватель воды (первая ступень подогрева); 2 — химводоочистка, 3 — водяной подогреватель (вторая ступень подогрева), 4 — АГВ; 5 — КУ ГТУ, 6 — пиковый котел; 7 — объект теплоснабжения

расстоянии от крупных городов и сжигающих помимо природного газа и твердое топливо, в течение всего года теплота при когенерации отпускается только для горячего водоснабжения и подпитки местных систем отопления. По однотрубным магистралям горячая вода при температуре не выше 65°C направляется непосредственно потребителям или в тепловые центры. Использование аккумуляторов теплоты для горячей сетевой воды (АГВ) на указанных ТЭЦ позволяет им работать по графику отпуска электроэнергии, поскольку он примерно совпадает с графиком горячего водоснабжения (рис. 10.31).

Отопление городских микрорайонов и группы зданий осуществляется местными мини-ТЭЦ с применением на них ГТУ или ДВС, работающих только в отопительный период. Суммарный годовой расход теплоты на горячее водоснабжение в центральных районах России велик (40 % и более), поэтому количество сожженного на мини-ТЭЦ топлива по сравнению с количеством топлива, расходуемым на раздельное теплоснабжение, уменьшится почти вдвое. Годовая экономия природного газа в этой комбинированной системе теплоснабжения, по мнению ее авторов, составит до 50 % по сравнению с его расходом на городских паросиловых ТЭЦ.

При обеспечении бытовых и промышленных теплофикационных нагрузок и электроснабжения может возникнуть конкуренция между ТЭЦ, разделенным производством теплоты в районных котельных и вновь создаваемыми источниками энергии на промышленных предприятиях. Для оценки конкурентоспособности ТЭЦ в качестве критерия можно применять минимум суммарных дисконтированных затрат за расчетный период. Сравнение установок можно сделать и по ценам отпускаемой продукции, устанавливая контроль за обоснованностью цен конкурирующих источников энергии.

Тригенерация. Одним из направлений расширения традиционных технологий служит сочетание ПГУ с холодильной установкой (рис. 10.32). Газотур-

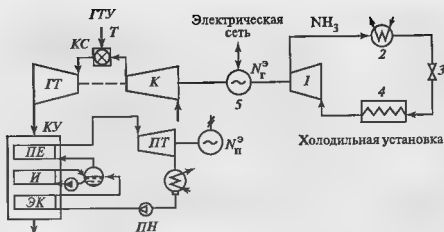


Рис. 10.32. Тепловая схема системы тригенерации

1 — компрессор холодильной установки; 2 — охладитель; 3 — редукционный вентиль; 4 — испаритель; 5 — асинхронный двигатель-генератор

бинная установка подключена к асинхронному двигателю-генератору и КУ, в котором генерируется пар. Дополнительное количество электроэнергии вырабатывается в паротурбинной установке. Связь трех элементов «ГТУ — двигатель-генератор — холодильная установка» дает возможность ГТУ и КУ работать непрерывно при полной нагрузке. Когда мощность ГТУ меньше потребностей компрессоров холодильной установки ($N_r^3 = 0$), двигатель-генератор потребляет электроэнергию из электросети. Если мощность ГТУ превышает потребности компрессоров, то двигатель-генератор вырабатывает дополнительное количество электроэнергии ($N_r^3 > 0$). Котел-утилизатор круглогодично вырабатывает пар, который направляется как в паровую турбину, так и в систему абсорбционного охлаждения (при необходимости) и внешним потребителям технологических нужд.

При совместной работе всех элементов установки коэффициент использования теплоты топлива (оно подводится только в камеры сгорания ГТУ) достигает 90 %.

На ГТУ-ТЭЦ в г. Электростали уже несколько лет действует электростанция, в составе которой работает ГТУ типа GT-35 фирмы АВВ. Тепловая схема установки представлена на рис. 10.33.

Основной цикл ГТУ — газотурбинный с системой теплофикации, работающий на утилизации теплоты уходящих газов. Отработавшие в ГТУ газы направляются в утилизационный теплообменник, включенный в замкнутый контур со своим циркуляционным насосом, и затем сбрасываются в дымовую трубу.

Тепловая схема скомпонована из двух контуров подогрева сетевой воды: первый контур — подогрев сетевой воды в теплообменнике первичного контура подогревателя сетевой воды, работающего от газовой турбины типа GT-35, и второй контур — подогреватель сетевой воды, работающий от водогрейного котла типа КВГМ-30. Котел работает на двух видах топлива (газе и мазуте) и позволяет обеспечивать бесперебойное теплоснабжение потребителей в случае аварии на газопроводе или при ограничении расхода топлив-

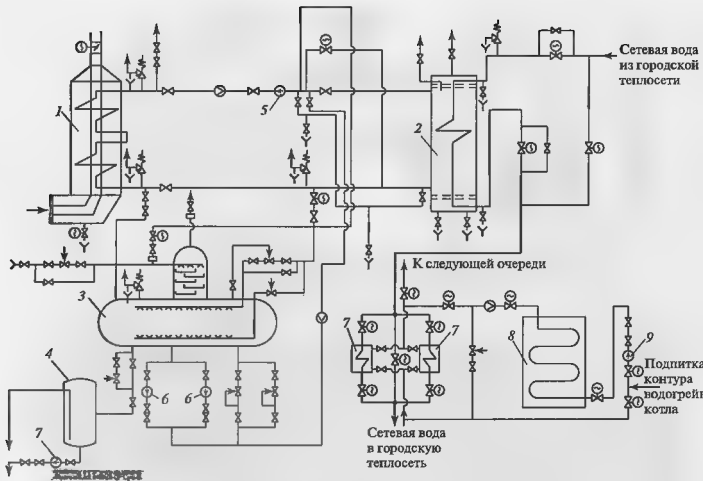


Рис. 10.33. Тепловая схема двухконтурного теплоснабжения с ГТУ-ТЭЦ (п. Электросталь)

1 — котел-утилизатор типа ТФ-80, 2 — водо-водяной теплообменник первичного контура (ВВТО), 3 — деаэрактор атмосферного типа, 4 — бак сбора дренажей; 5 — циркуляционный насос первичного контура КУ; 6 — подпиточный насос первичного контура КУ, 7 — водо-водяной теплообменник первичного контура водогрейного котла; 8 — водогрейный котел типа КВГМ-30, 9 — циркуляционный насос первичного контура водогрейного котла, 10 — насос откачки дренажных вод

ного газа. В зависимости от расхода сетевой воды и температурного режима сетевая вода может подогреваться в одном из двух контуров или последовательно в первом, а затем во втором контуре.

Сетевая вода из обратной линии теплоснабжения города при температуре 42—70 °С поступает в ВВТО ПСВ турбины GT-35, где осуществляется ее подогрев (температура 70—80 °С). Далее сетевая вода может поступать а зависимости от температурного режима работы потребителю или дополнительно подогреваться в ПСВ котла (максимальная температура подогрева до 150 °С). Номинальный режим работы: в контуре ГТ типа GT-35 подогрев от 70 до 105 °С и в контуре водогрейного котла подогрев от 105 до 150 °С. Максимальная температура воды первичного контура на выходе из КУ типа ТФ-80 160 °С. Для предотвращения вскипания воды в контуре поддерживается избыточное давление около 1,4 МПа. В контуре турбины GT-35 расход воды составляет 288 т/ч, в контуре водогрейного котла 430 т/ч, максимальный расход сетевой воды 640 т/ч.

Для поддержания нормируемого качества воды замкнутого первичного контура КУ и водогрейного котла предусмотрена непрерывная продувка, которая осуществляется в деаэратор для КУ и в расширитель непрерывных продувок — для водогрейного котла. Непрерывная продувка позволяет обновлять воду в замкнутом первичном контуре с одновременной подпиткой контура насосами. Подпитка также делается для поддержания избыточного давления в контуре. Для удаления шлама из нижних точек замкнутого контура КУ предусмотрено проведение периодических продувок через дренажные трубопроводы.

Следует отметить особенность работы ГТУ-ТЭЦ. Хотя по тепловой схеме сетевая вода после подогревателя сетевой воды ГТУ поступает в контур водогрейного котла, работа при низких тепловых нагрузках осуществляется или только ГТУ (с ПСВ), или водогрейным котлом. Это связано с тем, что тепловая нагрузка низка и нет необходимости догревать сетевую воду в контуре водогрейного котла. В перспективе с увеличением сетевой нагрузки контур водогрейного котла также может быть включен в работу совместно с ПСВ ГТУ. Согласованный график температуры сетевой воды, идущей на отопление жилых домов, зависит от температуры наружного воздуха и является переменным. Изменяется и электрическая нагрузка турбины, т.е. ГТУ работает в переменном режиме. При этом удельные расходы условного топлива на единицу выработанных теплоты и электрической энергии зависят от КПД ГТУ (который заметно уменьшается с уменьшением нагрузки) и резко увеличиваются (приблизительно в 2 раза) при нагрузке менее 50 % номинальной. Когда нагрузка меньше 8 МВт, ГТУ останавливается и включается водогрейный котел. Допускается работа ГТУ типа GT-35 в сухом режиме, т.е. без воды в первичном контуре, при этом имеется ограничение по температуре уходящих газов ГТУ (470 °С). В этом режиме должен быть слив воды из первичного контура и сделаны некоторые изменения в системе управления ГТУ (сняты защиты по «воде» и др.).

Собственно ГТУ имеет невысокую температуру на входе в турбину и соответственно не очень высокий КПД производства электроэнергии. Однако с учетом утилизации теплоты в КУ суммарный коэффициент использования топлива возрастает до 84,3 %, что можно считать уже достаточно высоким показателем, а удельный расход топлива на выработку теплоты и электроэнергии — самый низкий в системе ОАО «Мосэнерго». Таким образом, комбинированная выработка электрической энергии и теплоты позволяет значительно повысить эффективность использования ГТУ.

Газотурбинная установка типа GT-35 имеет сложную кинематическую схему. Всего в турбине десять подшипников: ротор НД сцентрирован на пяти подшипниках, ротор ВД сцентрирован на трех подшипниках и, наконец, ротор силовой турбины — на двух подшипниках (еще один подшипник в генераторе).

Запроектировано расширение ГТУ-ТЭЦ в г. Электростали с использованием ГТУ типа ГТЭ-25У (ОАО «Турбомоторный завод», г. Екатеринбург).

В состав энергетической установки войдут:

газотурбинная установка типа ГТЭ-25У с системой автоматического регулирования и защиты, масляным хозяйством, входным воздухопроводом и выходным газоходом, трубопроводами с арматурой в пределах машинного зала и др.;

понижающий редуктор для привода генератора комплексно с соединительными полумуфтами (изготовитель ОАО «Компрессорный комплекс», г. Санкт-Петербург);

турбогенераторный комплекс с генератором типа Т-32-2В3, системой возбуждения и тиристорным пусковым устройством ТПУ-1,25 (изготовители: генератора — АО «Привод», г. Лысьва; системы возбуждения — НИИ «Электромаш», г. Санкт-Петербург; тиристорного пускового устройства — АО «ВЭИ-Ансальдо», г. Москва);

подогреватель сетевой воды с промежуточным контуром в составе КУ, аод-водяного теплообменника и дымовой трубы (изготовитель завод «Красный котельщик», г. Таганрог);

система автоматического управления технологическим процессом (АСУ ТП) (изготовитель НПО «Автоматика», г. Екатеринбург).

В табл. 10.7 представлены технические данные энергетического блока ГТУ-ТЭЦ с ГТУ типа ГТЭ-25У.

В объем поставки также входят комплексное воздухоочистительное устройство, предназначенное для забора воздуха в цикл ГТУ, аппараты воздушного охлаждения масла (смазки и регулирования) и антифриза (охлаждение генератора), а также звукозащитное укрытие агрегата, представляющее собой обшивку агрегата в виде ангара. Тепловая схема энергетического агрегата аналогична схеме GT-35.

ГТУ выполнена одновальной по схеме простого открытого безрегенеративного цикла и работает на природном газе. Привод генератора осуществляется через понижающий редуктор, расположенный со стороны всасывания воздуха компрессором ГТУ. При одновальной компоновке обеспечиваются следующие преимущества:

сравнительная простота конструкции;

большая надежность регулирования при быстром изменении нагрузки;

Таблица 10.7. Технические данные энергетического блока ГТУ-ТЭЦ с ГТУ типа ГТЭ-25У

Показатель	ГТУ типа ГТЭ-25У (с АСУ ТП)	Редуктор	Турбо- генера- тор	Тиристор- ное пусковое устройство ТПУ-1,25	Подогре- ватель сетевой воды
Средняя наработка на отказ, ч	3500 20 000 — АСУ ТП	4000	2700	—	8500
Ресурс до списания	Не менее 100 тыс. ч 12 лет—АСУ ТП	Не менее 100 тыс. ч	40 лет	25 лет	40 лет
Средний ресурс между капитальными ремонтами	Не менее 25 тыс. ч	Не менее 25 тыс. ч	8 лет	—	6 лет
Расчетная трудоемкость капитального ремонта, нормочас	2500	—	3200	40	—
Коэффициент технического обслуживания	0,92	—	—	—	—
Коэффициент надежности пусков	0,95	—	—	0,99	—
Коэффициент готовности	0,98	—	0,997	0,998	—

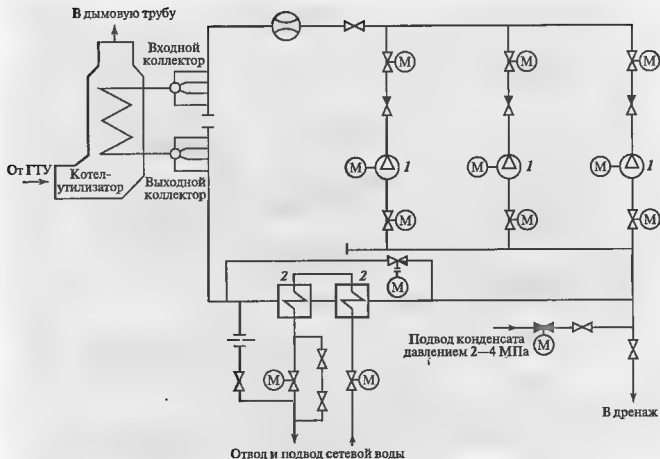


Рис. 10.34. Технологическая схема подогревателя сетевой воды ГТУ типа ГТЭ-25У
1 — циркуляционный насос; 2 — водо-водяной теплообменник

снижение опасности помпажа в компрессоре при пуске и останове ГТУ;
высокая вибронадежность ротора и лопаточных аппаратов компрессора и турбины при постоянной частоте вращения;
лучшая стабильность КПД установки при длительной эксплуатации;
возможность пуска ГТУ с использованием электро- и тиристорного пускового устройства генератора.

Ротор турбокомпрессора ГТУ на номинальной нагрузке вращается с частотой 5940 об/мин, турбогенератор — с частотой 3000 об/мин. Передача мощности к генератору осуществляется с помощью понижающего редуктора, имеющего коэффициент понижения 1,98. В качестве пускового устройства используется генератор, работающий в режиме двигателя.

В состав энергоблока ГТУ-ТЭЦ входит подогреватель сетевой воды (рис. 10.34), который является двухконтурным теплообменником и работает за счет теплоты уходящих газов ГТУ. Первый контур — газовый подогреватель промежуточного теплоносителя (ГВТО), второй контур — водо-водяной теплообменник, в котором сетевая вода подогревается промежуточным теплоносителем. Использование промежуточного контура с теплоносителем повышает надежность работы ПСВ благодаря снижению коррозии элементов контура, уменьшает необходимую поверхность подогревателя промежуточного теплоносителя, так как солевые отложения на элементах ГВТО отсутствуют, а также позволяет снизить требования к качеству сетевой воды и поддерживать разные

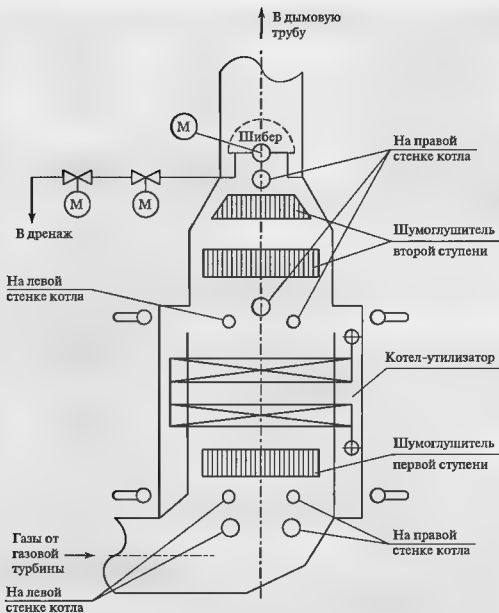


Рис. 10.35. Схема котла-утилизатора (ГВТО) ГТУ-ТЭЦ

уровни давления в контурах. Циркуляция теплоносителя производится насосами (два насоса в работе, один — в резерве) при давлении, предотвращающем его вскипание. Схема КУ (ГВТО) представлена на рис. 10.35.

10.7. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ С ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В российской энергетике помимо крупных теплофикационных установок проектируются и вводятся в действие небольшие энергетические объекты с комбинированной выработкой электричества и теплоты, которые должны иметь достаточно высокую тепловую экономичность при относительно небольших капиталовложениях и сроках ввода в эксплуатацию.

Особое место среди этих перспективных энергоустановок занимают двигатели внутреннего сгорания нового поколения, работающие на природном газе по циклу Отто, — газовые двигатели с принудительным (искровым) зажиганием. Такие газовые двигатели-генераторы (энергетические ДВС) имеют высокий КПД производства электроэнергии, низкий уровень выбросов

вредных веществ, короткие сроки поставки «под ключ» и строительства. Эти машины изготавливают на базе освоенных конструкций дизельных двигателей с V-образным расположением цилиндров, число которых доходит до 18. Переход к сжиганию в них только природного газа осуществлен таким образом, что давление газа может быть небольшим — от 0,1 до 0,45 МПа. В рассматриваемых ДВС не требуются, как часто бывает при использовании ГТУ, дорогостоящие дожимные компрессоры, монтаж и эксплуатация которых создают ряд проблем.

До недавнего времени применение газовых двигателей сдерживалось высокой эмиссией оксидов азота NO_x и оксида углерода CO . Использование новейших технологий, в которых предусмотрены сжигание обедненной топливной смеси, применение автоматических регуляторов соотношения «воздух—топливо» и электронного зажигания позволили на новых ДВС снизить выбросы вредных оксидов азота до уровня 1,0—1,2 г/(кВт·ч) и оксидов углерода до 2—2,4 г/(кВт·ч) (при объемной концентрации O_2 5 %). Специальные электронные регуляторы позволяют мгновенно оценивать изменение частоты вращения ДВС, давления и температуры в воздушном тракте, расхода топлива и значения нагрузки.

Эмиссия вредных веществ у газовых двигателей существенно ниже, чем у дизельных установок. Для отечественных дизель-генераторов с 2000 г. норма выбросов оксидов азота должна составлять 10 г/(кВт·ч), оксидов углерода — 3 г/(кВт·ч).

В конструкции газовых ДВС предусмотрена установка в головках цилиндров специальных форкамер (предкамер зажигания) для предварительного сжигания в них обогащенной газовойоздушной смеси. Форкамера является частью головки ДВС и состоит из отдельного корпуса с топливным клапаном, свечи зажигания и головки выхода факела зажигания топлива (газа) в основном цилиндре. Некоторые этапы работы такого двигателя представлены на рис. 10.36. В самих цилиндрах воздух и природный газ представляют собой обедненную смесь, и процесс сжигания такой смеси обеспечивает пониженные выбросы NO_x и CO . Избыток воздуха составляет 2—2,3 (рис. 10.37). Для стабилизации процесса зажигания и сгорания такой обедненной смеси в форкамеру подводят обогащенную газовойоздушную смесь, которую зажигают свечой, расположенной непосредственно в этой форкамере. Образующийся факел представляет собой высокоэнергетический источник зажигания основного топлива в цилиндре. В предкамерном газовом двигателе сначала воспламеняется топливная смесь в форкамере, а затем в цилиндре. Этот ступенчатый процесс в каждом цилиндре контролируется и непрерывно регулируется в зависимости от параметров: мощности ДВС, состава топлива, параметров окружающего воздуха, нормы выбросов вредных веществ. В процессе сгорания топлива должны быть исключены режимы работы двигателя с попаданием в зону детонации (рис. 10.37), которой соответствует избыток воздуха порядка 1,0—1,4. Для этого система управления ДВС автоматически регулирует процесс горения на заданном рабочем уровне без снижения мощности (рис. 10.38).

Работа газовых ДВС по сравнению с ГТУ характеризуется более высоким и устойчивым КПД производства электроэнергии, абсолютное значение которого незначительно уменьшается со снижением нагрузки (рис. 10.39). Так, при

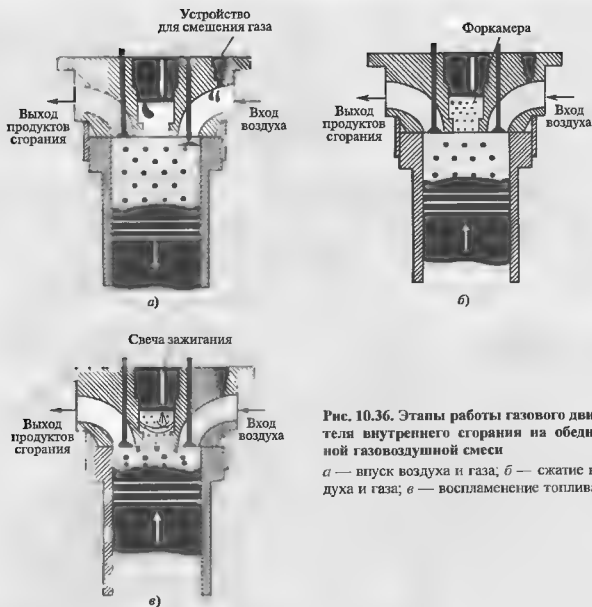


Рис. 10.36. Этапы работы газового двигателя внутреннего сгорания на обедненной газозудной смеси

a — впуск воздуха и газа; *б* — сжатие воздуха и газа; *в* — воспламенение топлива

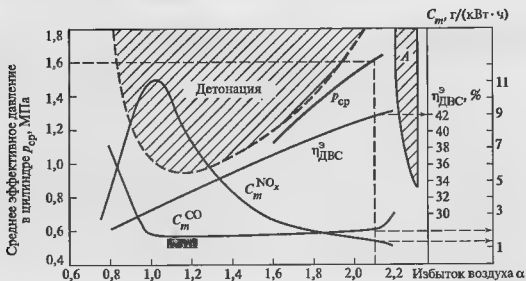


Рис. 10.37. Зависимость параметров работы и КПД производства электроэнергии ДВС типа 18V34SC фирмы «Вяртсиля» (электрическая мощность 5500 кВт) от состава смеси топливо—воздух и избытка воздуха (*A* — область пропуска зажигания)

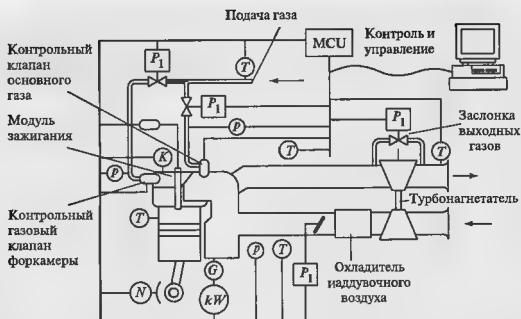


Рис. 10.38. Схема системы контроля и регулирования подачи воздуха и топлива и современных газовых ДВС фирмы «Вяртсиля»

MCU — модуль управления; P_1 — регулирующий орган; T — датчик температуры; p — датчик давления; K — датчик детонации; N — датчик мощности цилиндра; G — датчик мощности двигателя в целом

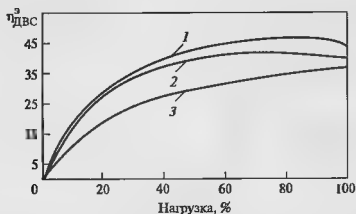


Рис. 10.39. Изменение КПД производства электроэнергии современных ДВС и ГТУ в зависимости от нагрузки

1 — двигатель двойного топлива (газ + жидкое топливо) с зажиганием при сжатии (ДВС типа 18V46, «Вяртсиля»); 2 — двигатель на обедненной смеси с искровым зажиганием (ДВС типа 34SG, «Вяртсиля»); 3 — высокотемпературная ГТУ (типа V64.3, Siemens)

уменьшении электрической нагрузки до 50 % номинальной электрический КПД газового двигателя снижается только на 7—10 %, газовой турбины — на 20—30 %. Газовые двигатели также менее чувствительны к влиянию температуры наружного воздуха, чем газовые турбины. Снижение мощности газового двигателя-генератора начинается при температуре воздуха выше 25 °С, и при 40 °С мощность газового двигателя уменьшается только на 2—3 %.

В табл. 10.8 и 10.9 приведены основные технические данные газовых двигателей внутреннего сгорания фирмы «Вяртсиля» и «Катерпиллер». Аналогичные ДВС выпускают известные фирмы: MAN (типов MAN 28/32SG;

Таблица 10.8. Технические данные газовых ДВС фирмы «Вяртеилл»

Тип двигателя	Число цилиндров	Электрическая мощность, кВт	Электрический КПД, %	Частота вращения вала, об/мин	Минимальное давление топлива перед ДВС, МПа	Удельная масса, кг/кВт
175SG*	12	775	35,0	1500	0,115	10,3
	16	1010				10,7
180SG	16	1360	36,0	1500	0,115	14,7
	18	1500				—
220SG	16	2800	39,0	1500	0,45	10
	18	3200				—
25SG	12	2100	40,0	1000	0,4	15,7
	16	2800				15,3
28SG	12	3000	41,0	1000	0,45	16,0
	16	4000				14,7
	18	4500				14,0
34SG	16	4885	42,0	750	0,42	18,8
	18	5500				18,2

* Двигатель без форкамеры.

Примечание Удельный расход смазочного масла 0,3—0,6 г/(кВт·ч)

Таблица 10.9. Технические данные газовых ДВС фирмы «Катерпиллер»

Тип двигателя	Число цилиндров	Электрическая мощность*, кВт	Расход топлива**, м³/ч	Частота вращения вала, об/мин	Минимальное давление топлива перед ДВС, МПа
G3606	6	1265	380	1000	0,30
G3608	8	1685	504	1000	0,30
G3612	12	2540	756	1000	0,33
G3616	16	3385	1005	1000	0,33

* При температуре воды на входе охладителя $T_{\text{в}} = 32^\circ\text{C}$ и воздуха после наддува $T_{\text{в03}} = 54^\circ\text{C}$

** Для природного газа с $Q_{\text{Г}}^{\text{Г}} = 33,72 \text{ МДж/м}^3$ (7933 ккал/м³).

Примечания 1. Вредные выбросы NO_x не более 0,94 г/(кВт·ч) (125 мг/м³), CO не более 2,5 г/(кВт·ч) (331 мг/м³) при объемной концентрации O_2 в выходных газах 15 %.

2. Ресурс до капитального ремонта не менее 100 000 ч

3. Удельный расход смазочного масла 0,43 г/(кВт·ч) Срок службы не менее 5000 ч

4. Степень сжатия равна 9,2

MAN 32/40DG); Deutz (типа DEUTZ TBG632); Nigata (типов Nigata V26HX-G; Nigata 33CX-G) и др.

Любой из перечисленных выше ДВС способен длительное время работать без снижения надежности при 40 %-ной нагрузке. Газовые двигатели работают без снижения мощности на газе с метановым числом не ниже 80 % и теплотой сгорания 33—40 МДж/м³. Расход электроэнергии на собственные нужды электростанции с газовыми ДВС составляет 1—3 %, а потребление смазочного масла находится в пределах 0,3—0,6 г/(кВт·ч).

Газовые двигатели-генераторы по своей эффективности не уступают паросиловым установкам, хотя их единичная мощность позволяет создавать элек-

Таблица 10.10. Основные размеры газовых ДВС фирмы «Вяртсиля»

Тип двигателя «Вяртсиля»	Число цилиндров	Длина, мм	Ширина, мм	Высота, мм
175SG	12	4000	1860	2400
	16	4380	1860	2400
25SG	12	7600	2050	3205
	16	8800	2050	3205
28SG	12	8200	2550	3600
	16	9360	2550	3600
	18	10 100	2550	3600
34SG	16	10 750	2780	4600
	18	11 500	2780	4600

тростанции установленной мощностью только до 40 МВт. Эффективность таких газовых установок увеличивается при утилизации теплоты выходных газов и других тепловых потоков в целях комбинированной выработки электричества и теплоты (температура газов после двигателя примерно 400—500 °С). В диапазоне нагрузок от 75 до 100 % количество выходных газов ДВС изменяется пропорционально нагрузке, а их температура остается почти неизменной. Она практически не зависит от параметров наружного воздуха. Повышение КПД газовых двигателей по выработке электроэнергии до 42 % снижает выбросы CO_2 в пересчете на 1 кВт·ч в среднем на 25 % по сравнению с выбросами современных газотурбинных установок. В табл. 10.10 указаны основные размеры газовых двигателей-генераторов «Вяртсиля».

Тепловая схема ДВС-ТЭЦ, представленная на рис. 10.40, является аналогом отопительной или промышленной ГТУ-ТЭЦ, ее можно рассматривать как вариант применения парогазового цикла. Утилизация теплоты выходных газов газового двигателя, теплоты охладителей рабочего воздуха после турбонаддува, масла, охлаждающей воды и выходных газов позволяет генерировать в КУ сухой насыщенный пар преимущественно для отпуска теплоты внешним потребителям. Конденсат греющего сетевую воду пара перед подачей в экономайзер КУ проходит через ряд теплообменников, где предварительно нагревается, последовательно охлаждая смазочное масло, рабочий воздух и охлаждающую воду двигателя. В схеме также предусмотрено независимое охлаждение этих потоков с использованием охлаждающей воды циркуляционного контура с градирней для работы ДВС в автономном режиме.

В варианте ДВС-ТЭЦ от одного газового двигателя типа 16V25SG (электрическая мощность 2800 кВт, КПД производства электроэнергии 40 %) можно получить 1960 кВт теплоты в виде горячей воды и 0,67 кг/с пара давлением порядка 0,8 МПа. При этом коэффициент использования теплоты топлива на ТЭЦ составит $\eta_{\text{ит}} = 89 \%$.

Как и в парогазовых установках с ГТУ, на ДВС-ТЭЦ возможно дожигание топлива в потоке выходных газов перед КУ. Такое решение позволяет повысить параметры и количество генерируемого пара. Дожигание 35—45 % расходуемого топлива газового двигателя типа 16V25SG повышает паропроизводительность КУ до 1,6 кг/с при сохранении практически неизменного значения коэффициента использования теплоты топлива.

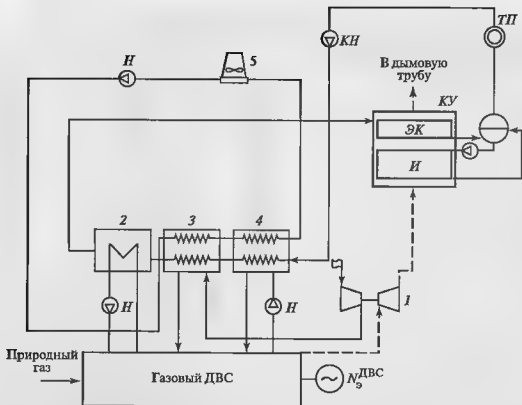


Рис. 10.40. Принципиальная тепловая схема ДВС-ТЭЦ с агрегатами типа 18V34SG («Вяртсилья»)

1 — турбовоздуходувка, 2 — теплообменник охлаждающей воды, 3 — охладитель рабочего воздуха, 4 — охладитель масла; 5 — вентиляционная градирня; КУ — котел-утилизатор, И, ЭК — соответственно испарительная и экономайзерная поверхности нагрева Н — насос; КН — конденсатный насос, ТП — потребитель тепла

В качестве типичного примера теплосилового центра с газовыми двигателями «Вяртсилья» может служить ДВС-ТЭЦ Stovring (Дания), введенная в эксплуатацию в 1995 г. Станция оборудована тремя газовыми двигателями типа 16V25SG с водогрейными КУ. Электрическая мощность такой ДВС-ТЭЦ составляет 8,4 МВт, тепловая 10,86 МВт, коэффициент использования теплоты топлива 90 %. Режим работы муниципальной ТЭЦ — пиковый, с пусками в периоды пиков нагрузки, а также при высоких тарифах на электроэнергию. Теплота горячей воды, выработанная за период производства электроэнергии, аккумулируется в баке вместимостью 3500 м³ и используется для теплоснабжения в периоды простоя ДВС-ТЭЦ.

Высокая степень автоматизации технологических процессов позволяет существенно сократить численность персонала электростанции. Так, эксплуатационный и ремонтный персонал находятся на станции Stovring только в дневное время. Система управления осуществляет автоматический пуск и работу ДВС-ТЭЦ при циклическом изменении нагрузки. Останов станции при аккумуляции в баке максимального количества теплоты либо в связи с началом периода низких тарифов на электроэнергию также осуществляется автоматически.

Двигатели внутреннего сгорания, работающие на природном газе по циклу Отто, и созданные на их базе ТЭС обладают рядом положительных качеств. При КПД производства электроэнергии 40–42 % выбросы CO₂ в пересчете на 1 кВт·ч в среднем на 25 % меньше по сравнению с выбросами современных

ГТУ. Единичная мощность газовых ДВС позволяет создавать электростанции установленной мощностью 30—50 МВт при цене 700—900 долл. США на 1 кВт установленной мощности. Указанные преимущества с учетом компактности и высокой автоматизации данного оборудования позволяют рекомендовать газовые двигатели-генераторы к использованию при проектировании и строительстве энергообъектов небольшой мощности и рассматривать возможность применения парогазового цикла на ДВС-ТЭЦ при выборе оптимального технического решения.

Сторонники применения энергетических ГТУ в парогазовом цикле указывают на следующие их преимущества по сравнению с энергетическими газовыми двигателями внутреннего сгорания:

1. В ДВС замена масла происходит каждые 5000 ч, тогда как в ГТУ имеет место минимальное загрязнение масла, так как оно не находится в контакте с продуктами сгорания.
2. Расход масла в масляной системе энергетических установок мощностью 5 МВт составляет:
для ГТУ — 1,3 т/год;
для ДВС — 70 т/год.
3. Выбросы вредных веществ в сопоставимых условиях составляют, ppm:

Топливо	Тип установки	NO _x	CO
Природный газ	ГТУ	25	60
	ДВС	118	107
Жидкое топливо	ГТУ	50	75
	ДВС	185	50

После ДВС, как правило, предусматривают установку катализатора газов.

4. Капиталоаложения и затраты на монтаж энергетических установок с ДВС выше по сравнению с капитальными вложениями и затратами на ГТУ одинаковой мощности соответственно в 1,3 и 1,1 раза.
5. Отношение отпускаемой от ДВС-ТЭЦ теплоты к вырабатываемой электроэнергии $Q_T/N_{\text{ДВС}}^3 \approx 0,9$, тогда как на ГТУ-ТЭЦ оно составляет 1,8—2,0. Поэтому тип электроэнергетического оборудования для энергообъекта малой мощности выбирают по результатам технико-экономического исследования с учетом имеющихся технических ограничений, графиков электрической и тепловой нагрузок, режимов работы, финансовых схем реализации проекта и др.

Контрольные вопросы

1. Чем различаются тепловые схемы отопительных и промышленных ГТУ-ТЭЦ?
2. Как влияет доля теплоты внешнего потребителя β_x на показатели экономичности ГТУ-ТЭЦ?
3. Каковы технические решения регулирования отпуска теплоты на ГТУ-ТЭЦ и их преимущества?
4. Покажите на примере, как пользоваться диаграммой режимов работы энергетического модуля ГТУ-ТЭЦ.
5. Какие особенности характерны для надстроек котельных?
6. Чем отличаются дизельные ДВС от газовых ДВС?

ПАРОГАЗОВАЯ ТЕХНОЛОГИЯ НА ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

11.1. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ ТЭС С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СХЕМОЙ РАБОТЫ

11.1.1. Тепловые схемы ПГУ

Лучшие показатели экономичности среди всех типов ПГУ имеют ПГУ с КУ. При работе на природном газе с номинальной нагрузкой они обеспечивают производство электроэнергии с КПД нетто до 60 %. Вместе с тем для их работы необходимо бесперебойное круглогодичное снабжение природным газом высокого давления ($p \geq 4$ МПа).

Конъюнктура рынков энергетических ресурсов в России заставляет искать альтернативные источники топлива, среди которых на первое место выходит уголь. Применение парогазовой технологии на пылеугольных электростанциях позволяет значительно сократить потребление природного газа при одновременном улучшении показателей тепловой и общей экономичности энергетических объектов.

Энергетика России нуждается в новой «угольной» политике. Коренной вопрос реформирования топливно-энергетического комплекса (ТЭК) прежде всего касается выбора разумной пропорции между нефтегазовым и угольным топливом.

Основные запасы угля в мире находятся в России, США и Китае. В России он выгодно рассредоточен по территории страны, а технико-экономические характеристики российских месторождений лучшие в мире.

Переориентирование мировой энергетики преимущественно на уголь неизбежный путь. Экологическая безопасность и экономическая эффективность угольной энергетики будут обеспечены при переходе от сжигания угля в топочных камерах к технологиям глубокой комплексной его переработки. Экономически развитые страны (США, Германия, Великобритания, Япония и др.) вкладывают значительные средства в разработку газотурбинной и парогазовой технологий с применением угля.

Стабилизация цен на уголь, природный газ и мазут на уровне 1,3 (уголь) и 2,5 (природный газ, мазут) евро/ГДж к 1999 г. была нарушена, и уже с 2000 г. произошло их заметное расхождение. Цены на уголь (импортный, порт Роттердам) повысились всего до 2,0 евро/ГДж, тогда как на мазут и природный газ увеличились до 5 евро/ГДж. Это обстоятельство существенно повлияло на ориентацию энергетики европейских стран в сторону использования угольных ТЭС.

Энергетический модуль «газотурбинная установка - котел-утилизатор» ПГУ с *параллельной схемой работы* используется для генерации пара, направляемого в тепловую схему пылеугольных энергоблоков докритических или сверхкритических параметров. Это может быть пар высокого, среднего

или низкого давления, что оказывает влияние на профиль тепловой схемы ПГУ. Варианты таких схем приведены на рис. 11.1. В них КУ выполняют таким образом, чтобы достаточно полно использовать теплоту выходных газов ГТУ. Для этого к его парогенерирующим поверхностям нагрева добавляют газодынные подогреватели высокого и низкого давления, в которых нагревается часть основного конденсата и питательной воды.

Проектируя тепловые схемы, в которых в КУ генерируется пар ВД (рис. 11.1, а; 11.1, б; 11.1, д), необходимо учитывать, что при закритических параметрах пара на паросиловом энергоблоке генерирующий контур КУ должен быть выполнен прямоточным. Этим обусловлены соответствующие требования к его тепловой схеме.

При работе ПГУ с параллельной схемой должны быть соблюдены некоторые ограничения, связанные с паросиловым энергоблоком. Целесообразно выбирать тип энергетической ГТУ таким образом, чтобы как можно полнее использовать теплоту ее выходных газов, охладив их до обычной для КУ температуры (80—100 °С). Это потребует в определенных случаях снизить нагрузку энергетического парового котла и максимально загрузить паром паровую турбину.

Пылеугольные паровые котлы обычно можно разгружать до 60 % номинальной нагрузки в зависимости от вида сжигаемого угля, содержания в нем летучих и от схемы организации топочного процесса.

Увеличение нагрузки паровой турбины до ее максимального значения ограничивается допустимым пропуском пара в ее конденсатор и предельной мощностью ее электрогенератора.

Пылеугольные ПГУ с параллельной схемой имеют преимущества: работа энергетической ГТУ не оказывает влияние на топочный процесс парового котла, сгорание в нем топлива осуществляется по традиционной схеме; легко осуществляется переход от парогазового цикла к автономному (самостоятельному) режиму работы основных элементов установки; котел-утилизатор и паросиловый блок соединены между собой только по пару и воде соответствующими трубопроводами и запорными задвижками.

В тепловую схему рассматриваемой ПГУ без ее реконструкции можно внутри энергетического парового котла установить системы азотоподавления (DENOX) и удаления серы из дымовых газов (рис. 11.3). С учетом водно-химического режима оба парогенератора (КУ и основной пылеугольный котел) питаются обессоленной водой одинакового качества. В данном случае использована ГТУ типа V64.3 (мощность по ISO 64,8 МВт, температура выходных газов 560 °С, расход теплоты топлива в КС 175 МВт). Котел-утилизатор имеет температуру уходящих газов около 90 °С.

Парогазовые установки с параллельной схемой можно применять в российских паросиловых энергоблоках как на вновь проектируемых пылеугольных электростанциях, так и при реконструкции действующих. Здание, где должны располагаться энергетическая ГТУ, КУ и их вспомогательное оборудование, может находиться рядом с главным корпусом ТЭС.

На рис. 11.4 и 11.5 приведены тепловые схемы ПГУ с параллельной схемой на базе модифицированных паротурбинных установок типов К-225-130 и К-330-240 (АО «ЛМЗ»). Используются ГТУ типов V64.3 и V94.2 (ОАО «Интертурбо» — Siemens) и КУ, в которых генерируется пар среднего давления. По сравнению с паром промежуточного перегрева из основного

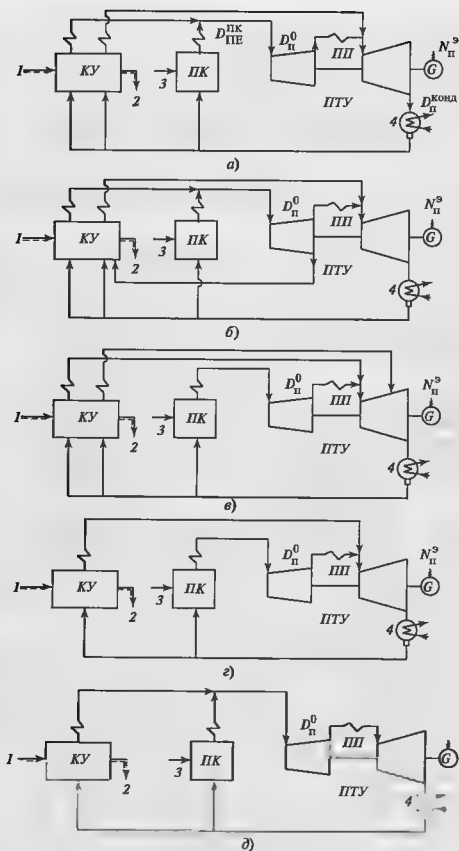


Рис. 11.1. Варианты тепловых схем пылеугольных ПГУ с параллельной схемой работы
 а — двухконтурный КУ пара высокого и среднего давления; б — то же, но газовый промежуточный перегрев пара среднего давления осуществляется как в энергетическом паровом котле, так и в КУ; в — двухконтурный КУ пара среднего и низкого давления; г — одноконтурный КУ пара среднего давления; д — одноконтурный КУ пара высокого давления; I — газы после ГТУ; 2 — уходящие газы КУ в дымовую трубу; 3 — пылеугольные горелки перегрев пара в ПК; 4 — конденсатор ИТУ; ИТУ — газовый промежуточный

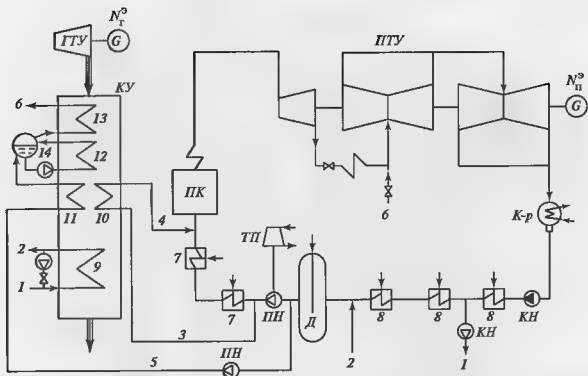


Рис. 11.2. Принципиальная тепловая схема пылеугольного парогазового энергоблока с параллельной схемой (вариант)

1–6 — направления потоков рабочих тел; 7 — подогреватель ВД; 8 — подогреватель НД; 9 — газовый подогреватель конденсата; 10 — газовый подогреватель питательной воды; 11 — водяной экономайзер; 12 — испарительные поверхности; 13 — пароперегреватель; 14 — циркуляционный насос; ЭГ — электрогенератор; Д — деаэрактор; ТП — турбопривод; КН — конденсатный насос; К-р — конденсатор

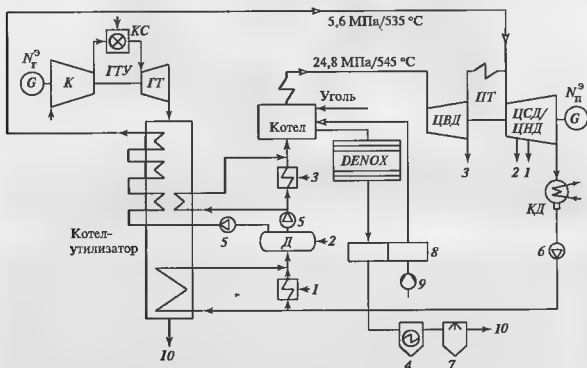


Рис. 11.3. Тепловая схема ПГУ ТЭС «Альтбах Дейцизау-2» (Штутгарт, Германия)

1 — ПНД; 2 — деаэрактор; 3 — ПВД; 4 — электрофильтры; 5 — питательный насос; 6 — конденсатный насос; 7 — установка для удаления серы; 8 — регенеративный воздухоподогреватель; 9 — дутьевой вентилятор; ЦВД, ЦСД, ЦНД — цилиндры высокого, среднего и низкого давления ПТ, 10 — вывод газов в дымовую трубу

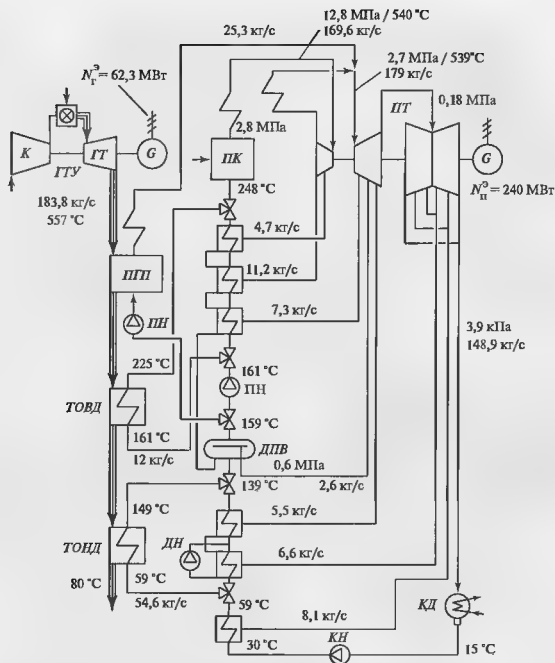


Рис. 11.4. Тепловая схема ПГУ с пылеугольным паросиловым блоком, паровой турбиной типа К-225-130 (АО «ЛМЗ») и ГТУ типа V64.3 (ОАО «Интертурбо» — Siemens)

ППП — парогенерирующие поверхности КУ, ТОВД — теплообменник ВД КУ, ТОНД — теплообменник НД КУ, КН, ДН, ПН — соответственно конденсатный, дренажный, питательный насосы

энергетического котла, доля пара КУ в схемах ПГУ составляет от 17 до 32 %. Газы ГТУ охлаждаются в КУ приблизительно до 80 °С благодаря использованию теплообменников высокого и низкого давления. Через них пропускается от 40 до 60 % основного конденсата в обвод подогревателя НД (ПНД) и от 7 до 13 % питательной воды, которая забирается после питательного насоса, а затем поступает за группой подогревателей ВД (ПВД). Если учесть расход питательной воды, используемой для испарительного контура, то в режиме работы по парогазовому циклу через ПВД паросилового блока проходит меньшее количество питательной воды. Снижение количества питательной воды и нагрузки основного парового котла изменяет режим

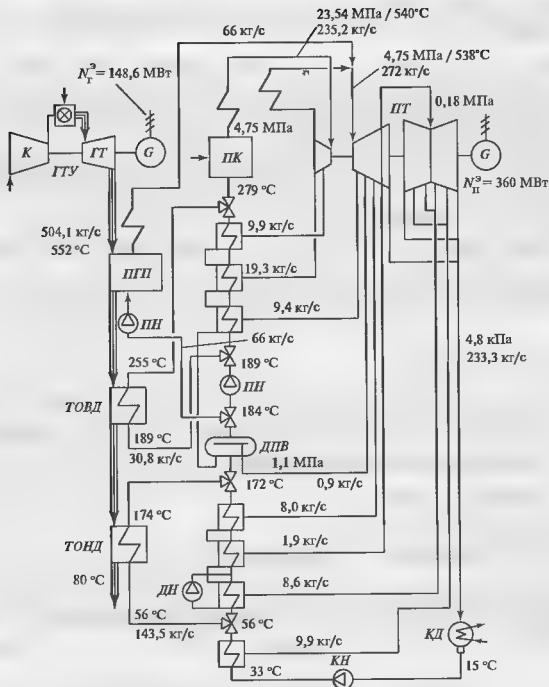


Рис. 11.5. Тепловая схема ПГУ с пылеугольным паросиловым блоком, паровой турбиной типа К-330-240 (ЛМЗ) и ГТУ типа V94.2 (ОАО «Интертурбо» — Siemens)
(Обозначения см. на рис. 11.4)

работы проточной части паровой турбины и пароперегревателя промежуточного перегрева по сравнению с расчетным.

В определенных случаях в зависимости от типа применяемых ГТУ и вида тепловой схемы ПГУ необходимо повысить температуру и стабилизировать параметры их выходных газов. Для этой цели осуществляют дожигание некоторого количества топлива в КД перед КУ, в которой используется избыточная концентрация окислителя в газах.

На пылеугольных ПГУ с параллельной схемой потребление природного газа для ГТУ составляет не более 25 % общего количества сжигаемого топлива.

11.1.2. Показатели тепловой экономичности ПГУ с параллельной схемой работы

Выбор оптимальной тепловой схемы рассматриваемого типа ПГУ, соотношений мощности газовой и паровой ступеней установки, режимов ее эксплуатации можно осуществить при подробном анализе прежде всего показателей ее тепловой экономичности.

Авторами разработана методика, используемая и для определения показателей других типов ПГУ и основанная на схеме тепловых потоков. В каждом случае эта схема имеет свои особенности и свой состав основных элементов и потоков энергии (рис. 11.6).

Электрическая мощность ПГУ $N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}$ равна сумме электрических нагрузок электрогенераторов ГТУ $N_{\text{Г}}^{\text{э}}$ и ПТУ $N_{\text{П}}^{\text{э}}$. Соотношение этих величин можно оценить с помощью коэффициента относительной мощности ПГУ

$$K_{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{Г}}^{\text{э}}}{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}} = \frac{N_{\text{Г}}^{\text{э}}}{N_{\text{Г}}^{\text{э}} + N_{\text{П}}^{\text{э}}}. \quad (11.1)$$

Общее количество теплоты, подводимое с топливом в тепловую схему ПГУ, $Q_{\text{ПГУ}}^{\text{с}}$ состоит из теплоты, поступающей в КС ГТУ $Q_{\text{Г}}^{\text{с}}$, в топочную камеру энергетического парового котла (ПК) $Q_{\text{ПК}}^{\text{с}}$ и в КД КУ $Q_{\text{КУ}}^{\text{с}}$. Доля теплоты дожигаемого топлива

$$\beta_{\text{дж}} = Q_{\text{КУ}}^{\text{с}} / Q_{\text{Г}}^{\text{с}}. \quad (11.2)$$

В КУ поступает теплота выходных газов ГТУ

$$Q_{\text{Г}}^{\text{к.т}} = G_{\text{к.т}} h_{\text{к.т}}, \quad (11.3)$$

большая часть которой используется в нем для передачи рабочему телу (пару и воде).

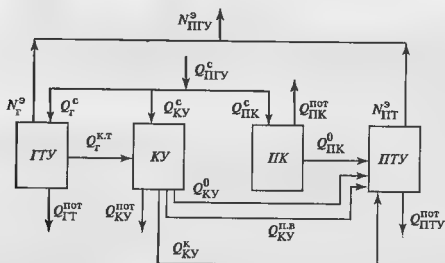


Рис. 11.6. Схема тепловых потоков ПГУ с параллельной схемой и дожигом топлива на входе в КУ

ГТУ — энергетическая газотурбинная установка; КУ — котел-утилизатор; ПК — энергетический паровой котел; ПТУ — паротурбинная установка

Полезная тепловая нагрузка КУ определяется с учетом теплоты дожигаемого в этом котле топлива:

$$Q_{КУ} = (G_{КТ} + B_{ДЖ})(h'_{КУ} - h_{УХ})\varphi. \quad (11.4)$$

Здесь $G_{КТ}$ — расход выходных газов ГТУ, кг/с; $B_{ДЖ}$ — расход дожигаемого в КУ топлива, кг/с; $h_{КТ}$, $h'_{КУ}$, $h_{УХ}$ — энтальпия соответственно выходных газов ГТУ, газов на входе в КУ и его уходящих газов, кДж/кг; φ — коэффициент сохранения теплоты в КУ ($\varphi = 0,99 - 0,995$).

Полезная тепловая нагрузка состоит из теплоты пара, генерируемого в котле $Q_{КУ}^0$ и направляемого в ПТ и теплоты отдаваемой части конденсата $Q_{КУ}^к$ и питательной воды $Q_{КУ}^{п.в}$, нагреваемой в ГВТО (см. также рис. 11.2). Таким образом, КПД КУ, с учетом потерь в нем теплоты $Q_{КУ}^{пот}$, определяется из соотношения

$$\eta_{КУ} = \frac{Q_{КУ}}{Q_{г}^{к.т} + Q_{КУ}^c} = \frac{Q_{КУ}^0 + Q_{КУ}^к + Q_{КУ}^{п.в}}{Q_{г}^{к.т} + Q_{КУ}^c}. \quad (11.5)$$

Тепловой баланс энергетического парового котла в соответствии со схемой тепловых потоков определяет его КПД:

$$\eta_{ПК} = \frac{Q_{ПК}}{Q_{ПК}^c} = \frac{Q_{ПК}^0 \eta_{тр}}{Q_{ПК}^c}, \quad (11.6)$$

где $Q_{ПК}^0$ — теплота, кВт, поступающая в ПТУ от энергетического парового котла; $\eta_{тр}$ — КПД транспорта теплоты.

В ПТУ также подводится теплота с паром, генерируемым в КУ, с конденсатом и питательной водой, подогреваемой в нем. В итоге общее количество теплоты, поступающей в ПТУ для производства электроэнергии, составляет

$$Q_{ПТУ} = Q_{ПК}^0 + Q_{КУ}^0 + Q_{КУ}^к + Q_{КУ}^{п.в}, \quad (11.7)$$

а КПД производства электроэнергии в ПТУ

$$\eta_{ПТУ} = \frac{N_{п}^э}{Q_{ПТУ}} = \frac{N_{п}^э}{Q_{ПК}^0 + Q_{КУ}^0 + Q_{КУ}^к + Q_{КУ}^{п.в}}. \quad (11.8)$$

Соответствующий КПД ГТУ с учетом дополнительного сопротивления газового тракта КУ (см. § 8.4)

$$\eta_{г}^э = \frac{N_{г}^э}{Q_{г}^c} = K_N \eta_{г}^{э.авт}, \quad (11.9)$$

где $K_N \approx 0,985 - 0,99$ — коэффициент снижения мощности ГТУ при ее работе в схеме ПГУ; $\eta_{г}^{э.авт}$ — КПД производства электроэнергии ГТУ при работе в автономном режиме с выбросом выходных газов в дымовую трубу.

Коэффициент полезного действия производства электроэнергии брутто ПГУ с параллельной схемой найдем в общем виде из соотношения

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \frac{N_{\text{ПГУ}}^3}{Q_{\text{ПГУ}}^c} = \frac{N_{\text{г}}^3 + N_{\text{п}}^3}{Q_{\text{г}}^c + Q_{\text{КУ}}^c + Q_{\text{ПК}}^c}. \quad (11.10)$$

Введем следующие вспомогательные коэффициенты:

доля теплоты пара, поступающего из КУ в паротурбинную установку,

$$\beta_{\text{п}} = Q_{\text{КУ}}^{\text{п}} / Q_{\text{ПТУ}}; \quad (11.11)$$

доли теплоты, переданные из КУ в ПТУ с конденсатом и питательной водой,

$$\beta_{\text{к}} = Q_{\text{КУ}}^{\text{к}} / Q_{\text{ПТУ}}, \quad \beta_{\text{п.в}} = Q_{\text{КУ}}^{\text{п.в}} / Q_{\text{ПТУ}}. \quad (11.12)$$

Преобразуем (11.10), используя КПД элементов тепловой схемы ПГУ и принятые вспомогательные коэффициенты:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \frac{1/K_{\text{ПГУ}}}{\frac{Q_{\text{г}}^c}{N_{\text{г}}^3} + \frac{Q_{\text{КУ}}^c}{N_{\text{г}}^3} + \frac{Q_{\text{ПК}}^c}{N_{\text{г}}^3}};$$

отношения в знаменателе представим следующим образом:

$$\frac{Q_{\text{г}}^c}{N_{\text{г}}^3} = \frac{1}{K_{\text{Н}} \eta_{\text{г}}^3};$$

$$\frac{Q_{\text{КУ}}^c}{N_{\text{г}}^3} = \frac{Q_{\text{г}}^c}{N_{\text{г}}^3} \frac{Q_{\text{КУ}}^c}{Q_{\text{г}}^c} = \frac{\beta_{\text{дж}}}{K_{\text{Н}} \eta_{\text{г}}^3};$$

$$\frac{Q_{\text{ПК}}^c}{N_{\text{г}}^3} = \frac{Q_{\text{ПК}}^c}{(N_{\text{г}}^3 + N_{\text{п}}^3) K_{\text{ПГУ}}} = \frac{1 - K_{\text{ПГУ}}}{K_{\text{ПГУ}}} \frac{Q_{\text{ПК}}^c}{N_{\text{п}}^3};$$

$$\frac{Q_{\text{ПК}}^c}{N_{\text{п}}^3} = \frac{Q_{\text{ПТУ}}(1 - \beta_{\text{п}} - \beta_{\text{к}} - \beta_{\text{п.в}})}{\eta_{\text{ПК}} \eta_{\text{тр}}} \frac{1}{Q_{\text{ПТУ}} \eta_{\text{ПТУ}}} = \frac{1 - \beta_{\text{п}} - \beta_{\text{к}} - \beta_{\text{п.в}}}{\eta_{\text{ПТУ}} \eta_{\text{ПК}} \eta_{\text{тр}}}.$$

После подстановки получаем итоговое выражение для КПД производства электроэнергии брутто ПГУ с параллельной схемой работы:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \frac{1}{\frac{K_{\text{ПГУ}}(1 + \beta_{\text{дж}})}{K_{\text{Н}} \eta_{\text{г}}^3} + (1 - K_{\text{ПГУ}}) \frac{1 - \beta_{\text{п}} - \beta_{\text{к}} - \beta_{\text{п.в}}}{\eta_{\text{ПТУ}} \eta_{\text{ПК}} \eta_{\text{тр}}}}. \quad (11.13)$$

При переходе установок ПГУ к автономному режиму работы их КПД производства электроэнергии составит:

для паросилового блока

$$\eta_{\text{эл бл}}^3 = \eta_{\text{ПТУ}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{ПК}}; \quad (11.14)$$

для энергетической ГТУ

$$\eta_{г}^{\text{э авт}} = N_{г}^{\text{э авт}} / Q_{г}^{\text{с}}. \quad (11.15)$$

Некоторые фирмы предусматривают возможность перевода тепловой схемы рассматриваемой ПГУ в режим работы по схеме ПГУ с КУ (см. рис. В.5). В этом случае останавливают энергетический паровой котел и в паровую турбину поступает пар, генерируемый только в КУ ГТУ. КПД производства электроэнергии в таком режиме определится в соответствии с зависимостями, приведенными в § 8.4.

11.1.3. Оптимизация тепловой схемы парогазовых установок с параллельной схемой работы

Для исследования показателей тепловой экономичности ПГУ с параллельной схемой и их оптимизации наряду с предложенной выше методикой авторами разработан алгоритм, схема которого приведена на рис. 11.7, и программные продукты, реализованные на современных средствах вычислительной техники. На первом этапе выбирают основное оборудование, типы ПТУ и ГТУ, тепловую схему КУ, тип сжигаемого в элементах схемы топлива, систему технического водоснабжения, характеристики водно-химического процесса и др.

Затем делают предварительный расчет КУ и ПТУ с учетом потоков конденсата и питательной воды, подогреваемых вне системы ее регенерации. После этого проводят поверочный расчет энергетического парового котла на частичной нагрузке в соответствии с требованиями технологического процесса, протекающего в нем, и расчет КУ. После соответствующих итераций переходят к определению показателей тепловой экономичности всей ПГУ.

Пакет компьютерных программ включает в себя отраслевые программы OLHOV, TRAKT, ряд программных средств, разработанных в НИИ «ГТУ и ПГУ ТЭС» МЭИ для расчета КУ и показателей тепловой экономичности ПГУ.

При исследовании показателей экономичности различных вариантов тепловых схем ПГУ были рассмотрены следующие режимы работы:

режим А — электрическую нагрузку ПТУ поддерживают максимально возможной. Принимают предельно допустимый пропуск пара в проточную часть ПТУ с учетом ограничений пропуска пара в конденсаторе и электрической нагрузки генератора. Газотурбинная установка работает с номинальной нагрузкой, а ее характеристики соответствуют параметрам наружного воздуха и виду сжигаемого топлива.

Тепловую нагрузку энергетического парового котла и его паропроизводительность изменяют в соответствии с работой ГТУ и количеством генерируемого в КУ пара. Если эта нагрузка оказывается ниже допустимой по режимным соображениям, то необходимо регулировать нагрузку ГТУ, что повлияет на экономичность всей установки.

Эти обстоятельства заставляют тщательно просчитывать возможные режимы работы и выбирать типоразмер основного оборудования ПГУ;

режим Б — тепловая нагрузка и паропроизводительность энергетического парового котла соответствуют их номинальным значениям и поддерживаются постоянными. Паротурбинная установка, как и в режиме А, работает с предельно возможным пропуском пара через проточную часть. Нагрузка

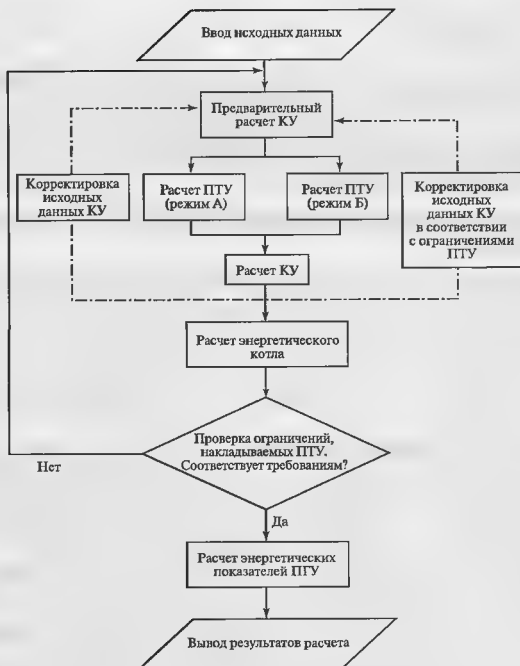


Рис. 11.7. Схема алгоритма расчета тепловой схемы ПТУ с параллельной схемой

энергетической ГТУ изменяется в соответствии с необходимой паропроизводительностью КУ. Такому режиму (очевидно менее предпочтительному) будут соответствовать определенные типоразмеры основного оборудования ПТУ.

Для пылеугольного энергоблока с ПТУ типа К-210-130 (ОАО «ЛМЗ») было выполнено аналитическое исследование экономичности при его переводе в режим работы по парогазовому циклу. В тепловой схеме (рис. 11.8) для сравнения использованы два типа энергетических ГТУ V64.3A (Siemens) и GT8C (ABB — «Невский», Санкт-Петербург). В головную часть паровой турбины поступает неизменное количество пара 168 кг/с. Электрическая мощность ГТУ и всей ПТУ зависит от параметров окружающего воздуха.

В табл. 11.1 приведены основные показатели рассматриваемой схемы пылеугольной ПТУ. Одним из условий сравнения было поддержание параметров генерируемого в КУ пара в соответствии с параметрами перегретого

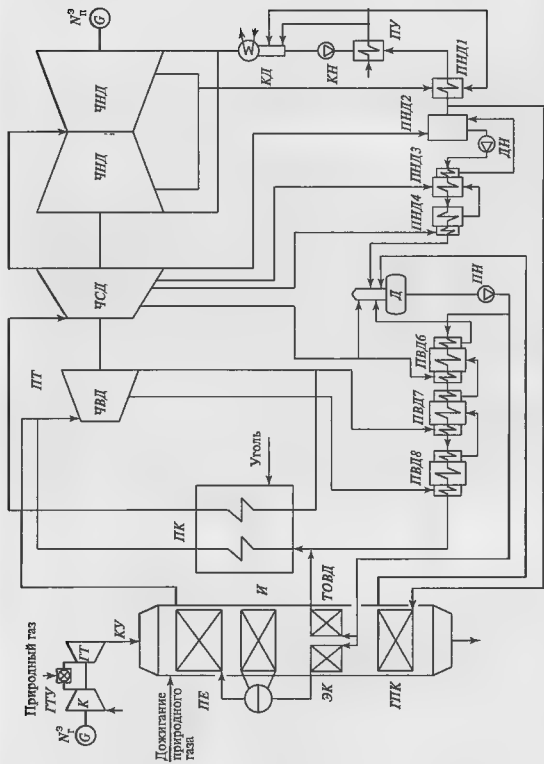


Рис. 11.8. Принципиальная тепловая схема пылеугольной ПГУ с параллельной схемой работы

Перегреватель (ПЕ), испаритель (И), экономайзер (ЭК) и газовый подогреватель конденсата (ГПК) КУ; ЧВД, ЧСД, ЧНД — части высокого, среднего и низкого давления ПТ; ПУ — подогреватель уплотнений; подогреватели низкого давления ПВД1—ПВД4; Д — деаэрактор (ПНД5); подогреватели высокого давления ПВД6—ПВД8

Таблица 11.1 Показатели экономичности пылеугольной ПГУ с параллельной схемой (нагрузка ГТУ — 100 %)

Показатель	ГТУ типа V64.3A			ГТУ типа GT8C			Значение показателя при работе паросилового блока в автономном режиме
	-26	-4	+15	-26	-4	+15	
Температура наружного воздуха $T_{нв}, ^\circ\text{C}$	80 100	73 300	67 100	65 370	59 400	52 910	—
Электрическая мощность ГТУ $N_r^2, \text{кВт}$	221 300	220 750	220 420	220 820	220 310	219 830	211 870
Электрическая мощность ПТУ $N_n^3, \text{кВт}$	45,2	42,9	40,5	44,6	41,7	39,3	—
Доля конденсата, поступающая в теплообменник КУ $D_K^{тo}, \%$	27,8	26,4	25,4	25,2	23,6	22,3	—
Расход перегретого пара КУ $D_{Ку}^n, \text{кг/с}$	107	103	105	104	103	102	—
Температура уходящих газов КУ $T_{yx}, ^\circ\text{C}$	85,9	86,7	87,2	87,3	88,1	88,7	100
Нагрузка пылеугольного энергетического котла $D_{пк}, \%$	90,38	90,32	90,29	90,28	90,22	90,17	89,30
КПД пылеугольного парового котла $\eta_{пк}, \%$	0	0	0	0,0815	0,0742	0,0649	—
Доля дожигаемого в КУ топлива $\beta_{лк}, \%$	516 570	514 330	512 350	514 910	512 560	508 880	468 978
Расход теплоты в ПТУ на производство электроэнергии $Q_{пту}, \text{кВт}$	0,1479	0,1524	0,1557	0,1755	0,1809	0,1773	—
Доля теплоты, переданной в КУ конденсату, β_x	0,3451	0,3568	0,3728	0,3755	0,3854	0,3978	—
Доля теплоты, переданной в КУ с генерируемым паром, β_n	42,84	42,92	43,02	42,89	42,98	43,20	45,18
КПД производства электроэнергии в ПТУ $\eta_{пту}, \%$	301 400	294 050	287 520	286 200	279 710	272 750	211 870
Электрическая мощность ПТУ $N_{пту}^2, \text{кВт}$	0,2658	0,2493	0,2334	0,2284	0,2124	0,1940	—
Коэффициент относительной мощности ПТУ, $K_{пту}$	44,50	44,36	44,23	43,25	43,16	42,96	39,940
КПД производства электроэнергии брутто ПТУ $\eta_{пту}^3, \%$	—	—	—	—	—	—	—

пара энергетического парового котла. В отдельных режимах для удовлетворения этого условия потребовалось дожигание некоторого количества топлива перед КУ в среде выходных газов ГТУ.

Исследование показало, что экономичность установки зависит от типа использованной в тепловой схеме ГТУ и наличия дожигания топлива. Влияние параметров наружного воздуха незначительно. Применение ПГУ с параллельной схемой повысило экономичность пылеугольного энергоблока в среднем на 4 %. Были изучены также характеристики КУ. Его конструкторский расчет был выполнен при $T_{нв} = -4$ °С, а поверочные тепловые расчеты — для других значений этой температуры. Было выявлено, что количество генерируемого в КУ пара зависит от параметров выходных газов ГТУ, ее нагрузки, недогрева на холодном конце испарителя Θ_1 и недогрева

питательной воды до температуры насыщения в экономайзере $\Delta T_{эк}^{вых}$. Эти зависимости для тепловой схемы ПГУ с ГТУ типа V64.3A приведены на рис. 11.9. Как видно из полученных результатов, изменение паропроизводительности КУ ПГУ ограничено этими условиями и параметрами пара паросилового энергоблока. Установлено также, что экономичность рассматриваемой ПГУ зависит от степени вытеснения регенерации НД ПТУ. Ее оптимизация повысит КПД производства электроэнергии для конкретного режима работы с 43,45 до 44,36 %.

Полученное авторами выражение для КПД производства электроэнергии ГТУ с параллельной схемой работы (11.13) позволяет определить влияние основных элементов тепловой схемы (ГТУ, КУ, парового котла, ПТ) и потоков рабочего тела на экономичность установки. Последняя определяется, прежде всего, характеристиками работы ГТУ, нагрузкой парового котла, степенью утилизации теплоты выходных газов ГТУ в КУ, долей обвода по воде подогревателей высокого (ПВД) и низкого (ПНД) давления и соотношением мощностей паровой и газовой ступеней ПГУ.

В качестве примера приведем номограмму определения изменения КПД ПГУ под действием указанных факторов. В схеме ПГУ использованы ГТУ типа V64.3A (Siemens), ПТУ типа К-210-130 (ОАО «ЛМЗ») и пылеугольный

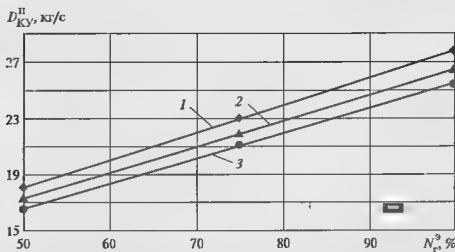


Рис. 11.9. Зависимость расхода генерируемого пара в КУ от температуры наружного воздуха $T_{нв}$ и нагрузки ГТУ ($\Theta_1 = 7$ °С; $\Delta T_{эк}^{вых} = 12$ °С; $G_{к.т} = 201,5$ кг/с; $T_{к.т} = 573$ °С)
 1 — $T_{нв} = -26$ °С, 2 — $T_{нв} = -4$ °С, 3 — $T_{нв} = 15$ °С

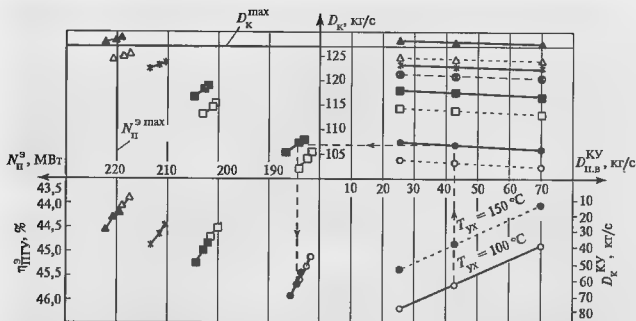


Рис. 11.10. Номограмма определения тепловой экономичности ПГУ с параллельной схемой работы [состав основного оборудования: ГТУ типа V64.3A (Siemens), ПТУ типа K-210-130 (ОАО «ЛМЗ») и пылеугольный паровой котел ТПЕ-215] при паропроизводительности парового котла

◆, ◇ — 65 % номинальной соответственно при $T_{yx} = 100$ и 150 °C; ■, □ — 75 % номинальной соответственно при $T_{yx} = 100$ и 150 °C, *, ⊛ — 85 % номинальной соответственно при $T_{yx} = 100$ и 150 °C; ▲, △ — 95 % номинальной соответственно при $T_{yx} = 100$ и 150 °C; — — — — — $T_{yx} = 100$ °C; - - - - - $T_{yx} = 150$ °C

парового котла типа ТПЕ-215 (ТКЗ), работающей на кузнечном каменном угле (рис. 11.10). Режим работы ГТУ имеет следующие характеристики: $N_{Г^3} = 70$ МВт; $G_{КТ} = 193,9$ кг/с; $T_{КТ} = 575$ °C; $\alpha_{КТ} = 2,82$. Были исследованы режимы работы парового котла при изменении его паропроизводительности в диапазоне 65—85 % номинальной и предусмотрены различные варианты обвода части конденсата мимо ПНД в количестве $D_{к}^{КУ}$ и части питательной воды мимо ПВД в количестве $D_{п.в}^{КУ}$, что приводило к изменению температуры выходных газов T_{yx} КУ. Одновременно контролировались значения пропуска пара в конденсатор $D_{к} \leq D_{к}^{max}$ и электрической мощности ПТУ $N_{П^3} \leq N_{П^3}^{max}$.

Задавая, например, температуру за КУ $T_{yx} = 100$ °C и обвод конденсата мимо ПНД в количестве $D_{к}^{КУ} = 64$ кг/с, при нагрузке парового котла, равной 65 % номинальной, и обводе питательной воды мимо ПВД в количестве $D_{п.в}^{КУ} = 42$ кг/с получаем пропуск пара в конденсатор ПТ, равный 107 кг/с, что ниже предельно допустимого значения. В этих условиях мощность ПТУ $N_{П^3} = 184$ МВт, а КПД производства электроэнергии ПГУ при работе по параллельной схеме составит $\eta_{ПГУ}^3 = 45,7$ %. Из номограммы на рис. 11.10

видно, что существует целый ряд возможных режимов работы с различной экономичностью ПГУ.

Увеличение паропроизводительности парового котла при $N_r^3 = \text{const}$ и неизменной паропроизводительности КУ повышает расход свежего пара на турбину, что приводит к увеличению электрической мощности ПГУ и расхода теплоты. В итоге КПД производства электроэнергии ПГУ $\eta_{\text{пгу}}$ практически не меняется. Вместе с тем снижаются коэффициент относительной мощности ПГУ и ее экономичность.

Если уменьшать долю обвода конденсата мимо ПНД $D_{\text{к}}^{\text{КУ}}$ и мимо ПВД $D_{\text{п.в}}^{\text{КУ}}$, то снизится степень утилизации теплоты газов в КУ ($N_r^3 = \text{const}$ и паропроизводительность ПК неизменна). Это приводит к уменьшению электрической мощности ПГУ из-за меньшего расхода пара через ее проточную часть, и в итоге экономичность ПГУ тоже снижается.

В отношении тепловой экономичности наиболее эффективный режим работы ПГУ с параллельной схемой достигается:

- при минимально возможной паропроизводительности ПК, определяемой его техническими данными;

- максимально возможной утилизации теплоты газов в КУ;

- максимально возможной доле обвода по воде ПВД, определяемой минимальным температурным напором на холодном конце ТОВД;

- при большей мощности ГТУ и более высоком значении ее электрического КПД η_r^3 .

11.1.4. Эксплуатация ПГУ с параллельной схемой работы

Парогазовая установка с параллельной схемой может иметь следующие режимы работы:

- работа по парогазовому циклу;

- работа с остановленной ГТУ и эксплуатацией только паросилового блока;

- автономная работа двух основных элементов ПГУ в отдельных режимах при условии, что КУ ГТУ имеет байпасный газопровод и соответствующую систему газовых шиберов.

Подключение ГТУ и КУ возможно на всем диапазоне мощности основного энергоблока. Упрощенная диаграмма пуска ПГУ с параллельной схемой и генерацией пара среднего давления показана на рис. 11.11.

Перед запуском ГТУ осуществляют продувку газоподогревателей КУ и пропускают через них минимальное количество воды. После заполнения экономайзера парогенерирующего контура и его испарителя водой запускают ГТУ. Включается в работу регулятор давления на линии перегретого пара за КУ, при этом паровые клапаны к горячей нитке промежуточного перегрева основного блока закрыты. Во время набора нагрузки ГТУ осуществляют продувку байпасного газопровода КУ (шибер на котле закрыт, а на байпасе открыт). После синхронизации ГТУ с энергосистемой шибер байпасного газопровода закрывается, а шибер КУ открывается, что позволяет осуществить вентиляцию его газопровода (температура выходных газов обычно не превышает 300 °С, а их расход составляет около 50 % номинального).

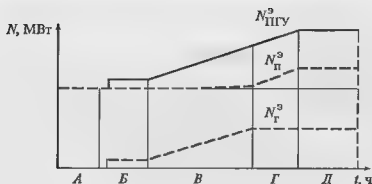


Рис. 11.11. Диаграмма пусковых операций ПГУ с параллельной схемой работы и генерацией в КУ ГТУ пара СД

А — работа паросилового блока в автономном режиме; Б — пуск, синхронизация ГТУ, работа при минимальной нагрузке, включая 10-минутную продувку газового тракта КУ, В — набор электрической нагрузки ГТУ до номинального значения в течение 20—30 мин (включена обводная (байпасная) система пара среднего давления КУ), Г — режим перехода к параллельной работе ГТУ, КУ и ПТ по парогазовой схеме с подачей пара СД КУ в коллектор промежуточного контура парового котла (10 мин), Д — работа установки по парогазовой схеме

Повышение нагрузки ГТУ сопровождается увеличением паропроизводительности КУ и достижением рабочих параметров. При этом соблюдаются соответствующие температурные ограничения. До достижения параметров сопряжения с основным паросиловым блоком генерируемый в КУ пар отводится через байпасную систему СД в конденсатор паровой турбины. Паровые клапаны к паропроводу горячего пара промежуточного перегрева открываются, когда давление дополнительного пара несколько выше, а его температура несколько ниже, чем в основном потоке. После открытия паровых клапанов байпасная система закрывается.

Газотурбинная установка может работать на всем диапазоне нагрузки паросилового энергоблока, что гарантирует высокий КПД производства электроэнергии.

Котел-утилизатор на всем диапазоне нагрузок работает преимущественно на скользящем давлении при допустимых скоростях рабочего тела в его поверхностях нагрева. При снижении температуры генерируемого пара ниже допустимого предела КУ отключают от паровой магистрали, и его пар через байпасную линию поступает в конденсатор.

Характер влияния нагрузки на показатели экономичности элементов ПГУ с параллельной схемой при эксплуатации ТЭС «Альтбах Дейцизау» (Германия) приведены на рис. 11.12.

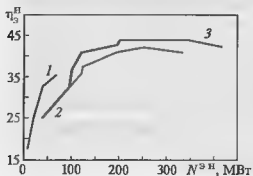


Рис. 11.12. Изменение показателей экономичности нетто на ТЭС «Альтбах Дейцизау» (Siemens, Германия) в зависимости от нагрузки всей ПГУ с параллельной схемой и ГТУ и паросилового блока при их автономной работе

1 — показатели ГТУ типа V64.3 в автономном режиме; 2 — показатели паросилового пылеугольного энергоблока, 3 — показатели ПГУ с параллельной схемой

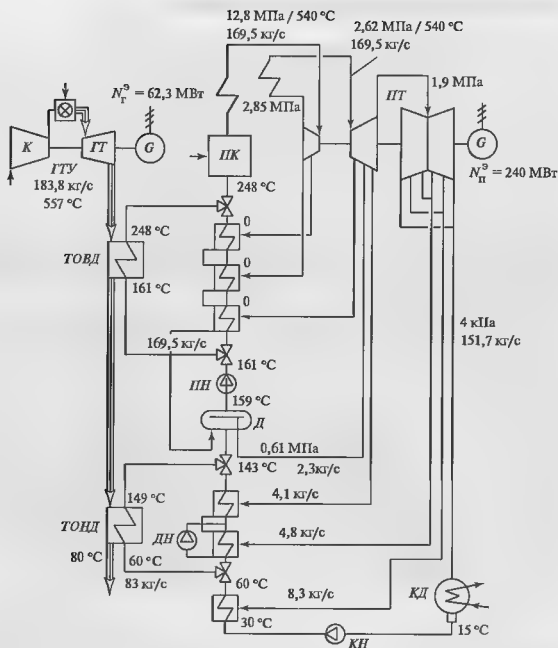


Рис. 11.14. Принципиальная тепловая схема ПГУ с полузависимой схемой работы. Используются: ГТУ типа V64.3 (Siemens) и ПТУ типа K-225-130 (ЛМЗ)

КН, ДН, ПН — соответственно конденсатный, дренажный и питательный насосы; Д — деаэрактор

Показатели тепловой экономичности рассматриваемого типа ПГУ можно определить, используя применяемую авторами методикку и схему тепловых потоков (рис. 11.16). Справедливы все выражения для элементов схемы и всей ПГУ, приведенные в п. 11.1.2, в них следует принимать $\beta_{\text{н}} = 0$ (пар в КУ не генерируется).

Итоговое выражение для КПД производства электроэнергии брутто в этом случае имеет вид (принят вариант с дожиганием топлива в КУ):

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{1}{\frac{K_{\text{ПГУ}}(1 + \beta_{\text{дж}})}{K_{\text{Н}} \eta_{\text{Г}}^{\text{э ввт}}} + (1 - K_{\text{ПГУ}}) \frac{1 - \beta_{\text{к}}}{\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} \eta_{\text{ПК}}}}. \quad (11.16)$$

Таблица 11.2. Показатели экономичности пылеугольной ПГУ с полуавтоматической схемой (нагрузка ГТУ — 100 %)

Показатель	Температура наружного воздуха, °С									
	+45			+15			-15			-40
	27,8	55,6	83,3	27,8	55,6	83,3	27,8	55,6	83,3	
Расход основного конденсата через ТОНД D_k^{TO} , кг/с										83,3
Электрическая мощность ГТУ N_r^3 , кВт		92 100		115 400			140 000			147 800
Электрическая мощность ПТУ N_n^3 , кВт	397 965	399 156	401 569	397 965	399 156	401 569	397 965	399 156	401 569	401 569
Электрическая мощность ПГУ $N_{ПГУ}^3$, кВт	490 065	491 256	493 669	513 365	514 556	516 959	537 965	539 156	541 569	549 369
Электрический КПД ГТУ $\eta_{ГТУ}^{э,авт}$, %	30,90	30,90	30,90	33,12	33,12	33,12	34,81	34,81	34,81	35,39
Электрический КПД ПТУ $\eta_{ПТУ}^3$, %	45,107	45,242	45,516	45,107	45,242	45,516	45,107	45,242	45,516	45,516
Доля теплоты, переданной в КУ конденсату ПТУ, β_k	0,17 674	0,18 950	0,20 227	0,17 674	0,18 950	0,20 227	0,17 674	0,18 950	0,20 227	0,20 227
Коэффициент относительной мощности ПГУ $K_{ПГУ}$	0,23 143	0,23 074	0,22 935	0,28 998	0,28 911	0,28 737	0,35 179	0,35 074	0,34 863	0,36 806
Электрический КПД ПГУ $\eta_{ПГУ}^3$, %	45,815	46,566	47,345	45,127	45,723	46,447	45,258	45,759	46,592	50,252

В НИЛ «ГТУ и ПГУ ТЭС» МЭИ разработана методика расчета тепловых схем и показателей экономичности ПГУ с полузависимой схемой. Был использован пакет программных средств, включающий в себя программы расчета КУ OLHOV, TRAKT, определения показателей всей ПГУ.

На первом этапе выполняют тепловой расчет КУ и его теплообменников с использованием характеристик ГТУ при заданных виде топлива, нагрузке и параметрах наружного воздуха. После этого делают поверочный расчет тепловой схемы ПТУ и, при необходимости, энергетического парового котла. Путем нескольких приближений уточняют конструктивную схему КУ, проверяют ограничения по работе ПТУ и энергетического котла. Затем определяют показатели тепловой экономичности ПГУ.

В табл. 11.2 приведены показатели тепловой экономичности пылеугольной ПГУ (см. рис. 11.13), в которой использована ГТУ типа ГТЭ-115-1170, работающая на природном газе ($Q_i^r = 49\,180$ кДж/кг). Для условий ISO при температуре наружного воздуха 15°C и номинальной нагрузке имеют место следующие характеристики выходных газов ГТУ: расход $G_{\text{кт}} = 400,58$ кг/с, температура выходных газов $T_{\text{кт}} = 521,6^\circ\text{C}$.

Паротурбинная установка типа К-340/400-23,5-6 (АО «Турбоатом») рассчитана для работы в ПГУ с полузависимой и параллельной схемам при отключенных ПВД и частичной разгрузке ПНД с увеличением электрической мощности от 340 до 400 МВт. Для нее использована бездеаэрационная тепловая схема с питательным электронасосом и смесителем конденсата перед ним. Конденсатные насосы второй ступени используются также в качестве бустерных насосов. В качестве первого по ходу конденсата ПНД используется подогреватель смешивающего типа, а после этого ПНД осуществляется отбор конденсата в ТОНД КУ, после которого конденсат возвращается в смеситель.

Показатели экономичности ПГУ с полузависимой схемой (табл. 11.2), сравнивали с показателями базового газомазутного энергоблока, работающего с КПД производства электроэнергии брутто $\eta_{\text{ГСУ}}^{\text{бр}} = 43,43\%$. Повышение экономичности такого энергоблока при переходе к работе по парогазовому циклу составляет в среднем 2—3 %.

Более 20 лет ПГУ с полузависимой схемой работы эксплуатируются в Кассано д'Аддо (Италия).

11.3. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ СБРОСНОГО ТИПА

11.3.1. Особенности тепловых схем ПГУ сбросного типа

Простейшая тепловая схема и термодинамический цикл Брайтона — Ренкина ПГУ сбросного типа были приведены ранее (см. рис. В.4). Технологический процесс энергетической ГТУ характеризуется достаточно высокой температурой выходных газов и значительным содержанием в них окислителя. Оба эти параметра являются определяющими в технологическом процессе ПГУ сбросного типа.

В ПГУ этого типа выходные газы ГТУ направляются в горелки энергетического парового котла паросилового энергоблока для сжигания в их среде пылеугольного или газомазутного топлива. В отдельных случаях выходные газы можно частично использовать в пылесистеме котла при подсушке и размоле угля, а также сбросить некоторое их количество в его конвективную шахту.

Массовый расход газов ГТУ приблизительно на 30 % больше расхода обычного воздуха, так как эти газы забалластированы продуктами сгорания топлива в КС ГТ. Но при высокой температуре газов сокращается необходимое количество топлива и, следовательно, количество окислителя.

Современные энергетические ГТУ проектируют преимущественно для работы в тепловых схемах ПГУ с КУ, имеющих наибольшую экономичность. Для этого необходимо увеличение начальной температуры газов перед ГТ при умеренном росте степени повышения давления воздуха в компрессоре π_k . При этом содержание окислителя в выходных газах ГТУ снижается. При начальной температуре газов соответственно 850 и 1250 °С избыток воздуха $\alpha_{к.т}$ в выходных газах равен 4,4 и 2,8, а объемная концентрация окислителя в них составляет 16 и 12,7 %.

Совершенствование систем охлаждения деталей проточной части ГТ, применение высококачественных материалов и термобарьерных защитных покрытий, модернизация технологии сжигания топлива в ГТУ позволяют приблизить начальную температуру газов к стехиометрической, а объемную концентрацию окислителя в выходных газах — к значениям, при которых невозможно создание ПГУ сбросного типа.

Использование энергетических ГТУ с более низкими значениями температуры выходных газов и с большим содержанием в них окислителя позволяет сжигать почти все виды органического топлива по сбросной парогазовой схеме, но при этом снижается ее экономичность.

Повышение начальной температуры газов в ГТУ приводит к увеличению температуры выходных газов, которая может достигать 620 °С. Газы с такой температурой нельзя без охлаждения подводить к горелкам паровых котлов. Благодаря необходимости обогащать выходные газы внецикловым (наружным) воздухом для повышения содержания в них окислителя частично (в зависимости от типа сжигаемого топлива) эту проблему можно решить.

Чтобы использовать энергетические ГТУ для настройки энергетического паросилового блока по сбросной схеме, необходимо размещать их в непосредственной близости к паровому котлу для сокращения протяженности весьма больших по габаритным размерам газопроводов. Такое условие трудно выполнить при реконструкции и модернизации действующих энергоустановок из-за отсутствия свободных площадок. В схеме ПГУ приходится устанавливать несколько газовых шиберов большого диаметра для перераспределения потока выходных газов ГТУ при изменении режима работы и обеспечивать их надежную эксплуатацию. Они должны быть быстрозапорными, а их эксплуатация автоматизированной в широком диапазоне нагрузок.

В базовом варианте тепловой схемы ПГУ сбросного типа в паровом котле отсутствует воздухоподогреватель. Общее количество газов, которые проходят

через поверхности нагрева котла, увеличивается на 30—40 %, а их температура за котлом (т.е. за водяным экономайзером) составляет около 300 °С. Для охлаждения этих газов до температуры 120 °С в конвективной шахте котла устанавливают газоводяные ТОВД и ТОНД, в которых нагревается часть конденсата и питательной воды, отводимой из системы регенерации ПТУ. Это увеличивает расход пара в конденсатор ПТ, повышает ее электрическую мощность и снижает экономичность ПТУ. При этом соблюдаются ограничения по максимальному расходу пара в конденсатор и предельной электрической нагрузке генератора ПТУ. Завод-изготовитель ПТ (ЛМЗ) рекомендует следующие максимальные значения пропуска пара в конденсаторы: для ПТУ типа К-800-240—420 кг/с; К-300-240—210 кг/с; для К-210-130—125 кг/с.

При сжигании топлива в среде забалластированных продуктами сгорания газов ГТУ температура в зоне активного горения топлива (ЗАГ) топочной камеры парового котла понижена, что в свою очередь снижает общее количество выбросов NO_x в ПГУ сбросного типа на 25—30 % по сравнению с выбросами паросиловых блоков аналогичной мощности.

Из-за общего увеличения количества дымовых газов за паровым котлом приблизительно на 40 % при переходе к парогазовому циклу потребуются реконструкция тягодутьевой установки и увеличение производительности дымососов. Изменяются также условия работы дымовой трубы, поэтому необходимо пересчитать эпюры статического давления газов в ней и обеспечить ее надежную эксплуатацию.

В качестве примера на рис. 11.17 и 11.18 приведены тепловые схемы ПГУ сбросного типа с использованием модернизированных ПТУ типов К-225-130 и К-330-240 (ЛМЗ) и ГТУ типов V64.3 и V94.2A (Siemens). В этих схемах для снижения температуры выходных газов ГТУ и повышения содержания в них окислителя предусмотрена присадка внециклового (наружного) воздуха в газопровод перед горелками парового котла, который в первой из схем составляет 35 % общего количества газов ГТУ (по ISO). Во второй схеме избыточное количество (около 16 %) выходных газов ГТУ вводится в конвективную шахту парового котла, а остальные (около 84 %) поступают в его горелки.

В обеих схемах в конвективной шахте котла установлены теплообменники высокого и низкого давления. В них поступает 50—70 % основного конденсата в обвод ПНД и около 35 % питательной воды в обвод ПВД. Показатели экономичности этих установок при использовании газомазутного топлива приведены в табл. 11.3.

11.3.2. Показатели тепловой экономичности ПГУ сбросного типа

При определении этих показателей авторами использована методика, применяемая для других типов ПГУ и базирующаяся на схеме тепловых потоков (рис. 11.19) (см. также § 8.4 и п. 11.1.2). Отличие состоит в том, что в этой установке отсутствует КУ, так как выходные газы ГТУ сбрасываются преимущественно в топочную камеру энергетического парового котла.

Парогазовую установку сбросного типа можно условно рассматривать как некую ПГУ с КУ при предельном дожигании в нем топлива в среде выходных

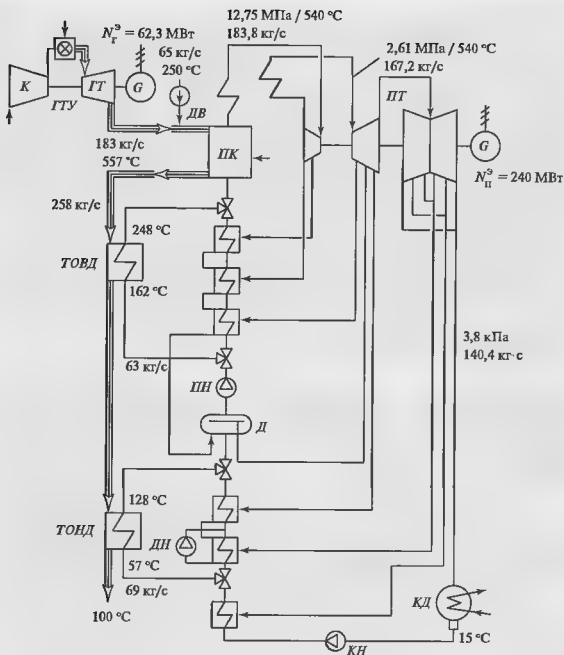


Рис. 11.17. Принципиальная тепловая схема ПГУ сбросного типа с использованием ГТУ типа V64.3 (Siemens) и ПТУ типа К-225-130 (ЛМЗ)

ТОВД, ТОНД — теплообменники высокого и низкого давления, расположенные в дополнительной конвективной шахте парового котла; Д — деаэрактор, ДВ — дутьевой вентилятор присадки воздуха к выходным газам ГТУ; КН, ДН, ПН — соответственно конденсатный, дренажный и питательный насосы

газов ГТУ. Здесь роль КУ выполняет паровой котел энергоблока, а ГТУ — функции надстройки.

Для расчета применяют использовавшиеся ранее показатели и коэффициенты оценки экономичности установок:

коэффициент относительной мощности ПГУ $K_{\text{ПГУ}}$ (11.1);

КПД производства электроэнергии ГТУ с учетом ее работы в схеме ПГУ

$$\eta_{\text{Г}}^{\text{э}} = N_{\text{Г}}^{\text{э}} / Q_{\text{Г}}^{\text{с}} = K_{\text{Н}} \eta_{\text{Г}}^{\text{э.авт}} \quad (\S 8.4);$$

теплоту выходных газов ГТУ $Q_{\text{ГТ}}^{\text{кТ}}$ (11.3).

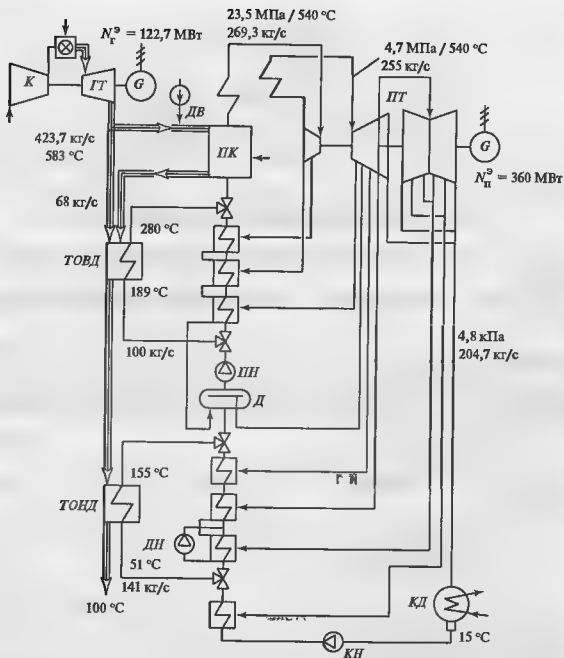


Рис. 11.18. Принципиальная тепловая схема ПГУ сбросного типа с использованием ГТУ типа V94.2A (Siemens) и ПТУ типа K-330-240 (ЛМЗ) (обозначения см. рис. 11.17)

Таблица 11.3. Показатели экономичности ПГУ сбросного типа (условия по ISO)

Показатель	ПГУ (ГТУ типа V64.3 и ПТУ типа K-225-130)	ПГУ (ГТУ типа V94.2A и ПТУ типа K-330-240)
Электрическая мощность ГТУ, кВт	62 300	121 400
Электрическая мощность ПТУ, кВт	240 000	360 000
Увеличение мощности по сравнению с базовой, %	2,7	7,3
Электрическая мощность ПГУ, кВт	302 300	481 400
КПД производства электроэнергии ПГУ брутто, %	45,99	49,14
Доля расхода электроэнергии на собственные нужды	0,036	0,044
КПД отпуска электроэнергии ПГУ нетто, %	44,33	46,98

способ А

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \frac{N_{\text{ПГУ}}^3}{Q_{\text{ПГУ}}^c} = \frac{1/(1-K_{\text{ПГУ}})}{\frac{Q_r^c}{N_n^3} + \frac{Q_{\text{ПК}}^c}{N_n^3}} = \frac{1/(1-K_{\text{ПГУ}})}{(1+\beta_c) \frac{Q_{\text{ПК}}^c}{N_n^3}}.$$

С учетом (11.17) и (11.18) можно записать

$$\frac{Q_{\text{ПК}}^c}{N_n^3} = \frac{Q_{\text{ПК}}}{Q_{\text{ПК}}} \eta_{\text{ПТУ}}^3 \eta_{\text{ТР}} = (1 + \beta_c \beta_{\text{УТ}}) \eta_{\text{ПТУ}}^3 \eta_{\text{ТР}} \eta_{\text{ПК}}.$$

После подстановки получим выражение

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \frac{\eta_{\text{ПТУ}}^3 \eta_{\text{ТР}} \eta_{\text{ПК}} (1 + \beta_c \beta_{\text{УТ}})}{(1 + \beta_c)(1 - K_{\text{ПГУ}})}. \quad (11.23)$$

При работе паросилового блока в автономном режиме и остановленной ГТУ величины $K_{\text{ПГУ}} = \beta_c = \beta_{\text{УТ}} = 0$, и КПД блока при производстве электроэнергии brutto определяют из обычного соотношения $\eta_{\text{ПСУ}}^3 = \eta_{\text{ПТУ}}^3 \eta_{\text{ТР}} \eta_{\text{ПК}}$;

способ Б

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \frac{N_{\text{ПГУ}}^3}{Q_{\text{ПГУ}}^c} = \frac{N_r^3 \frac{1}{K_{\text{ПГУ}}}}{Q_r^c + Q_{\text{ПК}}^c} = \frac{\frac{N_r^3}{Q_r^c} \frac{1}{K_{\text{ПГУ}}}}{1 + Q_{\text{ПК}}^c / Q_r^c}; \quad (11.24)$$

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \frac{\eta_r^3}{K_{\text{ПГУ}}(1 + 1/\beta_c)}.$$

Зависимости (11.23) и (11.24) отражают связь экономичности ПГУ с показателями экономичности различных элементов тепловой схемы установки.

Для ПГУ сбросного типа с ПТУ типа К-300-240 (ЛМЗ), энергетической ГТУ типа ГТЭ-110 («Рыбинские моторы» — «Машпроект») и газомазутным паровым котлом выполнен расчет и получены показатели тепловой экономичности при номинальной нагрузке элементов схемы для $T_{\text{н.в}} = 15^\circ\text{C}$ с использованием указанной выше методики:

расход топлива в ГТУ $Q_r^c = 314\,240$ кВт;

расход топлива в паровом котле $Q_{\text{ПК}}^c = 689\,705$ кВт;

электрическая мощность установок $N_r^3 = 106\,700$ кВт; $N_n^3 = 337\,300$ кВт;

$N_{\text{ПГУ}}^3 = 444\,000$ кВт;

теплота выходных газов ГТУ, поступающая в паровой котел, $Q_{\text{ГТ}}^{\text{к.т}} = 203\,400$ кВт ($G_{\text{к.т}} = 360$ кг/с; $T_{\text{к.т}} = 519^\circ\text{C}$);

теплота, подводимая к конденсату и питательной воде в теплообменниках парового котла, $Q_{\text{ТОНД}} = 38\,100\text{ кВт}$; $Q_{\text{ТОВД}} = 128\,900\text{ кВт}$;

соотношение теплоты топлив, сжигаемых в ПГУ,

$$\beta_c = Q_{\text{Г}}^c / Q_{\text{ПК}}^c = 314\,240 / 689\,705 = 0,45\,562;$$

доля теплоты ГТУ, направляемой с выходными газами в паровой котел,

$$\beta_{\text{ГТ}} = Q_{\text{ГТ}}^{\text{КТ}} / Q_{\text{Г}}^c = 203\,400 / 314\,240 = 0,64\,728;$$

коэффициент относительной мощности ПГУ

$$K_{\text{ПГУ}} = N_{\text{Г}}^3 / N_{\text{ПГУ}}^3 = 106\,700 / 444\,000 = 0,240\,315;$$

КПД транспорта теплоты $\eta_{\text{тр}} = 0,99$ (принят);

КПД производства электроэнергии ГТУ $\eta_{\text{Г}}^3 = 106\,700 / 314\,240 = 0,33\,955$;

расход теплоты ПТУ на производство электроэнергии $Q_{\text{ПТУ}} = D_0(h_0 - h_{\text{н.в}}) + D_{\text{пл}}q_{\text{пл}} + Q_{\text{ТОВД}} + Q_{\text{ТОНД}} = 258,33(3323,1 - 1217,5) + 238,778(3534,1 - 2976,4) + 38\,100 + 128\,900 = 844\,106\text{ кВт}$;

КПД производства электроэнергии в паротурбинной установке $\eta_{\text{ПТУ}}^3 = 337\,300 / 844\,106 = 0,39\,959$;

полезная тепловая нагрузка парового котла

$$Q_{\text{ПК}} = Q_{\text{ПТУ}} / \eta_{\text{тр}} = 844\,106 / 0,99 = 852\,632\text{ кВт};$$

КПД парового котла (прямой баланс)

$$\eta_{\text{ПК}} = \frac{Q_{\text{ПК}}}{Q_{\text{ПК}}^c + Q_{\text{ГТ}}^{\text{КТ}}} = \frac{852\,632}{689\,705 + 203\,400} = 0,95\,468;$$

КПД производства электроэнергии ПГУ брутто:

А) по формуле (11.23)

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \frac{0,39\,955 \cdot 0,99 \cdot 0,95\,468(1 + 0,45\,562 \cdot 0,64\,728)}{(1 + 0,45\,562)(1 - 0,240\,315)} = 0,44\,220;$$

Б) по формуле (11.24)

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \frac{0,33\,955}{0,240\,315(1 + 1/0,45\,562)} = 0,44\,226;$$

В) по формуле (11.22)

$$\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \frac{444\,000}{314\,240 + 689\,705} = 0,44\,226.$$

11.3.3. Тепловые схемы пылеугольных ПГУ сбросного типа

При проектировании тепловых схем сбросных ПГУ для энергоблоков необходимо дифференцировать виды энергетического топлива и учитывать специфику работы ПГУ. Выходные газы ГТУ могут поступать:

в систему пылеприготовления;

в горелки энергетического парового котла вместе с угольной пылью;

в сбросные сопла топки энергетического парового котла;
в рассечку поверхности нагрева конвективной шахты парового котла в соответствии с их температурой;
в дымовую трубу ГТУ при ее автономной работе.

Режим совместной работы парового котла и ГТУ (т.е. режим ПГУ) следует рассматривать как основной. При этом необходимо учитывать возможность работы установки в переменных режимах, а основное внимание при разработке тепловых схем сбросных ПГУ необходимо уделять возможности совместного функционирования паро- и газотурбинных частей установки.

В отдельных случаях, когда в компоновке парового котла сохраняются воздухоподогреватель и дутьевой вентилятор, последний можно использовать при пуске ГТУ в качестве стартового устройства, раскручивающего ротор установки до необходимой устойчивости частоты вращения. Когда ГТУ остановлена, дутьевой вентилятор и воздухоподогреватель используют при автономной работе паросилового энергоблока.

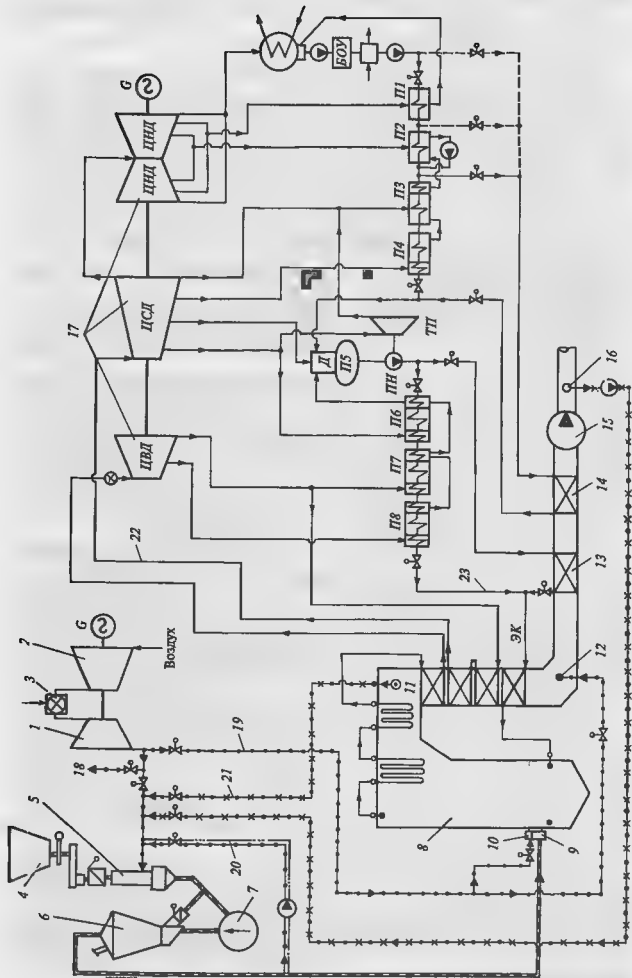
Можно выделить несколько вариантов тепловых схем пылеугольных ПГУ с подачей выходных газов ГТУ прежде всего в систему пылеприготовления парового котла.

В схеме, приведенной на рис. 11.20, использована система пылеприготовления прямого вдувания с мельницами-вентиляторами. В ПГУ предусмотрено формирование необходимой температуры сушильного агента на входе в систему пылеприготовления и сушки топлива с помощью подмешивания к выходным газам ГТУ отработавшего сушильного агента и уходящих газов котла для снижения температуры перед мельницей, или подмешивания топочных газов — для ее повышения. В качестве охлаждающего агента может быть использовано небольшое количество холодного воздуха.

Такую схему можно применять тогда, когда кислорода, содержащегося в газах ПГУ, достаточно для поддержания процесса горения угольной пыли и в паровом котле отсутствует воздухоподогреватель. В хвостовой части котла 12 после основного экономайзера котла расположены дополнительные экономайзеры высокого и низкого давления. Через дополнительный ТОВД 13 осуществляется полный или частичный обвод группы подогревателей ВД. Через дополнительный ТОНД 14 пропускается часть потока основного конденсата. Забор основного конденсата можно осуществлять в разных точках конденсатопитательного тракта, для этого осуществляют оптимизацию тепловой схемы.

В зависимости от соотношения газотурбинной и паротурбинной мощностей в ПГУ, вида сжигаемого в энергетическом котле топлива, режимов работы оборудования ПГУ доли потоков выходных газов ГТУ, поступающих на сушку и в котел, могут значительно меняться. При использовании ГТУ с большим объемом отработавших газов часть их можно сбрасывать в газодод после основного экономайзера (точка 12).

При большой доле газотурбинной мощности (по отношению к мощности основного энергоблока) существенно возрастает объем выходных газов. Это влечет за собой увеличение скорости газов и абразивный износ поверхностей нагрева котла, а также уменьшение температуры в зоне активного горения топки, что может привести к снижению эффективности и устойчивости горения угольной пыли.



Эту проблему решают, выбирая определенный типоразмер ГТУ (с небольшим расходом газов за ГТ). При этом оптимизируют соотношение мощностей в разрабатываемой ПГУ, так как большая газотурбинная мощность и соответственно большой расход газов ведут к увеличению объемов поступающих в топку газов, а применение ГТУ относительно малой мощности может свести на нет все преимущества ПГУ со сбросом газов в котел. Однако, как показал предварительный анализ, при использовании ГТУ даже небольшой мощности (0,15—0,2 мощности паросиловой установки) экономичность ПГУ значительно превышает экономичность обычного пылеугольного энергоблока. В этом случае для сжигания угольной пыли в котле может не хватить окислителя, поэтому в таких условиях выгоднее использовать тепловую схему с воздухоподогревателем (рис. 11.21). При работе в режиме ПГУ добавочный воздух нагревается в постоянно работающем воздухоподогревателе 13, дальнейшее охлаждение дымовых газов происходит в дополнительных ТОВД и ТОНД 15 и 16, расположенных в одном из параллельных газоходов. При автономной работе паротурбинной части установки воздухоподогреватель охлаждает дымовые газы котла до необходимой температуры, и они поступают мимо экономайзеров в параллельный газоход и далее к дымососу.

Преимущество указанной схемы состоит в том, что условия горения угольной пыли в топке котла в этом случае значительно улучшаются по сравнению со схемой на рис. 11.20, к тому же исключается установка дополнительного парового калорифера для подогрева котельного воздуха при работе энергоблока в автономном режиме.

Для уменьшения потока выходных газов ГТУ, поступающих в топку, можно также использовать схему с разомкнутой после размолва системой пылеприготовления, в которой отработанный сушильный агент после сушки при температуре не более 120 °С сбрасывается в атмосферу, а горение в топке поддерживается частично путем сброса оставшейся части газов ГТУ в топку котла. Недостающий окислитель (воздух) поступает по обычной схеме из воздухоподогревателя 13. Для максимального увеличения расхода выходных газов ГТУ на сушку топлива необходимо охлаждать их на входе в мельницу до минимально допустимой температуры сушильного агента, определяемой из теплового расчета системы пылеприготовления.

Исследование горения угольной пыли каменных и бурых углей в среде выходных газов ГТУ показало возможность и вместе с тем сложность решения этой задачи. Исследование было проведено с использованием серийных паровых котлов производительностью около 190 кг/с. Тепловые расчеты котлов были выполнены для различного содержания окислителя в газах, подводимых в топочную камеру при сжигании топлива. В табл. 11.4 приве-

Рис. 11.20. Принципиальная тепловая схема пылеугольной ПГУ со сбросом газов ГТУ в котел

1 — газовая турбина; 2 — компрессор; 3 — камера сгорания ГТУ; 4 — бункер сырого угля; 5 — устройство нисходящей сушки; 6 — сепаратор; 7 — мельница-вентилятор; 8 — котел, 9 — горелки котла, 10 — сбросные сопла; 11 — забор топочных газов на сушку; 12 — сброс выходных газов ГТУ в конвективные поверхности котла; 13 — ТОВД, 14 — ТОНД; 15 — дымосос; 16 — забор уходящих газов на сушку; 17 — паровая турбина; 18 — сброс выходных газов ГТУ в атмосферу; БОУ — блочная обессоливающая установка; 19 — продукты сгорания ГТ, 20 — отработанный сушильный агент; 21 — топочные газы; 22 — пар, 23 — вода

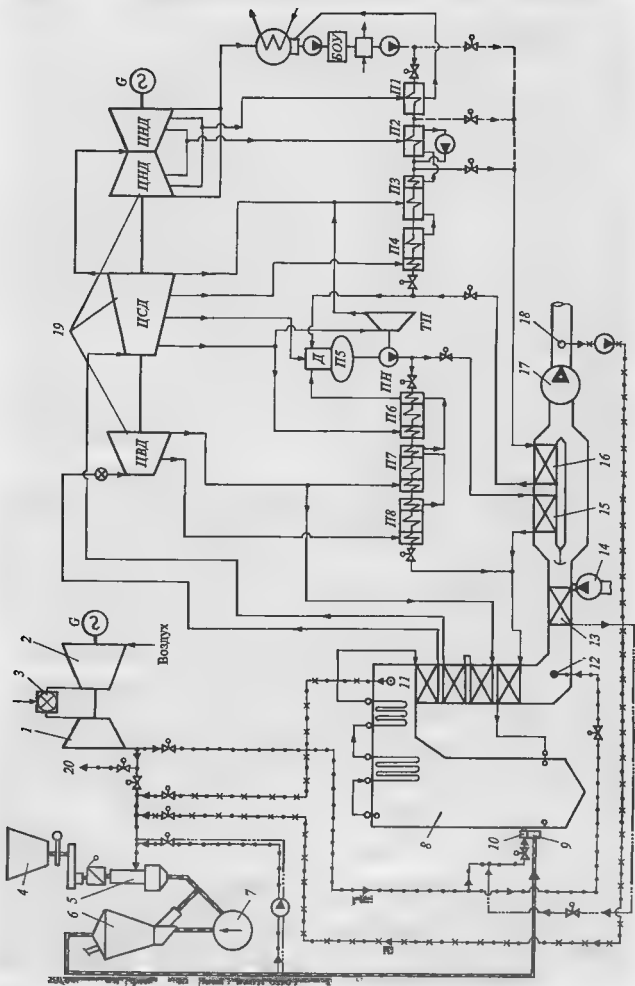


Таблица 11.4. Технические данные топочного процесса сжигания угольной пыли в паровом котле ПГУ сбросного типа

Тип парового котла	Вид сжигаемого топлива	Объемная концентрация O_2 в окислителе, %	Температура газов на выходе ЗАГ*, °C	Механический недожог на выходе из топки q_4'' , %	Температура газов на выходе из топки, °C	Массовая концентрация оксидов азота NO_x , г/м ³
ТП-109	Кузнецкий каменный уголь марки ГСШ	21	1330	2	1050	0,63
		17,5	1330	4	1090	0,58
		14,5	1120	14	980	0,48
ТПЕ-430А	Кузнецкий каменный уголь марки Д	21	1401	3,2	1113	0,86
		17,5	1370	3,3	1126	0,85
		14,5	1120	12,9	1016	0,61
ТПЕ-216	Березовский бурый уголь	21	1239	2,7	1043	0,26
		17,5	1261	2,5	1066	0,27
		14,5	1080	7,0	982	0,20

* ЗАГ — зона активного горения топлива.

дены технические данные топочного процесса в зависимости от вида топлива и содержания окислителя в газах (по данным ЦКТИ).

Как показали проведенные исследования, независимо от высокой реактивности каменных углей марок Г и Д резкое ухудшение топочного процесса наступает при снижении объемной концентрации O_2 в окислителе до 14,5 %, что приводит к увеличению механического недожога на выходе из топочной камеры до 13 %. При сжигании бурого угля влияние объемной концентрации кислорода в окислителе менее выражено и потухание факела наступает при концентрации O_2 менее 13 %.

Использование каменных углей в пылеугольных ПГУ сбросного типа, для которых характерна невысокая реактивность (выход летучих менее 30 %, угли марок СС, экибастузский, нерюнгринский и др.), нецелесообразно.

Снижение объемной концентрации O_2 в окислителе сказывается на количестве выбросов NO_x только при критических значениях объемной концентрации, когда процесс сгорания топлива проблематичен. Снижение температуры газов в топочной камере может способствовать уменьшению шлакования экранных поверхностей.

Для надежного горения угля в топочную камеру необходимо подводить дополнительное количество воздуха от дутьевого вентилятора. Его расход может достигать до 30 % суммарного объема выходных газов ГТУ и добавочного воздуха.

Рис. 11.21. Принципиальная тепловая схема пылеугольной ПГУ со сбросом газов ГТУ в котел

1 — газовая турбина; 2 — компрессор; 3 — камера сгорания ГТУ; 4 — бункер сырого угля, 5 — устройство нисходящей сушки; 6 — сепаратор; 7 — мельница-вентилятор; 8 — котел; 9 — горелки котла; 10 — сбросные сопла; 11 — забор топочных газов на сушку; 12 — сброс выходных газов ГТУ в конвективные поверхности котла; 13 — воздухоподогреватель; 14 — дутьевой вентилятор; 15 — ТОВД; 16 — ТОНД; 17 — дымосос; 18 — забор уходящих газов котла на сушку; 19 — паровая турбина; 20 — сброс выходных газов ГТУ в атмосферу. Остальные обозначения см. подпись к рис. 11 20.

В ряде стран накоплен опыт работы пылеугольных ПГУ сбросного типа. Примером может служить парогазовый энергоблок мощностью 765 МВт на ТЭС в г. Верне (Германия), в составе которого использована ГТУ типа V64.2 (Siemens). Топливом для парового котла производительностью 500 кг/с ($p_{\text{ПЕ}} = 19,5$ МПа, $T_{\text{ПЕ}} = 535$ °С) служит бурый уголь с высоким содержанием летучих. КПД производства электроэнергии брутто ПГУ (по ISO) при переходе к сбросной схеме повысился с 39,3 до 44,2 %.

Для Игумновской ТЭЦ в Нижегородском филиале Теплоэлектропроекта на базе парогазовой технологии разработан проект ее расширения двумя пылеугольными энергоблоками на кузнецком каменном угле. В каждом из блоков предложено использовать два паровых котла типа БКЗ-420-140, одну паровую турбину ПТ-145/165-130 и одну ГТУ типа НК-37 или V64.3 (Siemens). Рассмотрены два варианта технологических решений.

Вариант ТЭП-ВТИ. Запроектирована газотурбинная надстройка к паросиловому энергоблоку с подачей выходных газов ГТУ первоначально в одноконтурный КУ, в котором генерируется технологический пар (параметры пара: 2,5 МПа и 350 °С) в количестве около 20 кг/с (для внешнего потребителя). Уходящие газы КУ при температуре около 270 °С направляются в горелки энергетического парового котла и частично (через газовый распределительный шибер — ГРШ) в его конвективную шахту за основным экономайзером. В этой шахте установлены также теплообменник ВД для подогрева питательной воды после деаэратора и теплообменник НД для нагрева части основного конденсата в обвод ПНД. Температура уходящих газов парового котла при этом может быть снижена приблизительно до 200 °С (рис. 11.22).

Вариант АО «ЭНКО-центр». Выходные газы ГТУ направляются в двухконтурный КУ, в котором генерируется технологический пар для внешнего потребителя двух групп параметров: в количестве около 20 кг/с при $p_{\text{п}} = 2,5$ МПа и $T_{\text{п}} = 350$ °С и в количестве приблизительно 12 кг/с при $p_{\text{п}} = 0,9$ МПа и $T_{\text{п}} = 250$ °С. Уходящие газы КУ при температуре около 110 °С частично поступают на всас дутьевых вентиляторов энергетического парового котла и используются затем как окислитель в его топочной камере. Избыточное количество этих газов удаляется в дымовую трубу (рис. 11.23).

Каждая из этих двух схем имеет свои достоинства и недостатки. Сравнение и выбор оптимального решения выполняют на стадии технико-экономического анализа.

Основные положения расчета тепловой схемы пылеугольной ПГУ сбросного типа. Алгоритм расчета тепловой схемы пылеугольной ПГУ сбросного типа состоит из нескольких блоков и основан на пакете исходных данных о характеристиках энергетической ГТУ, сжигаемом топливе, параметрах работы основного оборудования энергоблока.

Первый этап включает в себя расчет тепловой схемы энергетической ГТУ или уточнение ее характеристик по данным фирмы-изготовителя. После этого осуществляют первую итерацию расчета тепловой схемы ПТУ и уточняют расход топлива на энергетический паровой котел.

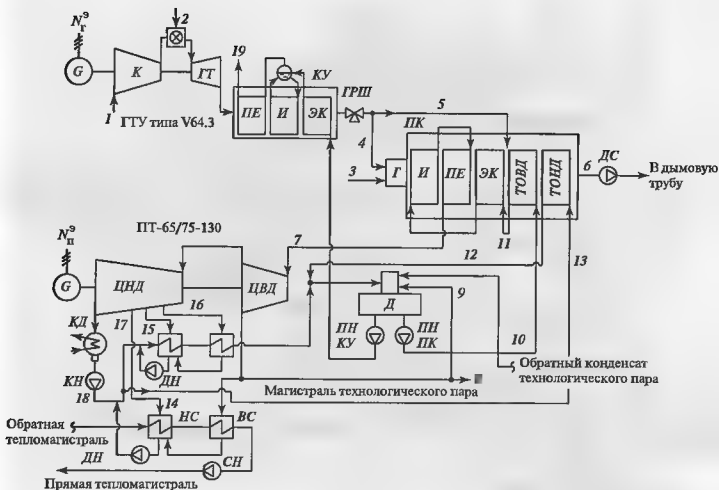


Рис. 11.22. Тепловая схема пылеугольного энергоблока ПГУ сбросяого типа (вариант ТЭП-ВТИ)

1 — $D = 195,1$ кг/с, $T = 0$ °C; 2 — $D = 3,891$ кг/с; 3 — $D = 5,734$ кг/с; 4 — $D = 154,3$ кг/с; 5 — $D = 44,5$ кг/с, $T = 266$ °C; 6 — $D = 204,64$ кг/с, $T = 181$ °C; 7 — $D = 65,7$ кг/с, $p = 13,8$ МПа, $T = 560$ °C; 8 — $D = 57,2$ кг/с; 9 — $D = 1,89$ кг/с, 10 — $T = 162$ °C; 11 — $T = 230$ °C, 12 — $T = 151$ °C; 13 — $T = 63$ °C, 14 — $D = 8,9$ кг/с; 15—16 — $D = 0$; 17 — $D = 2,8$ кг/с; 18 — $T = 30$ °C; 19 — $D = 20,1$ кг/с, $p = 2,5$ МПа, $T = 350$ °C — технологический пар

В тепловом расчете системы пылеприготовления (применен программный продукт НИЛ «ГТУ и ПГУ ТЭС» МЭИ) используют параметры выходных газов ГТУ, а также типоразмер размольного устройства, характеристики угля (состав, коэффициент размолоспособности $K_{\text{ло}}$ и т.п.). В расчете задают конечную влажность угольной пыли $W_{\text{пл}}$ или температуру отработавшего сушильного агента T_2 (обычно 100—120 °C). Затем определяют размольную производительность мельниц, необходимое количество сушильного агента (СА) и его температуру T_1 .

Далее осуществляют тепловой расчет энергетического парового котла (используют отраслевую программу TRAKT), в том числе дополнительного экономайзера (ДЭК), устанавливаемого в конвективной шахте вместо воздухоподогревателя или параллельно с ним. В составе ДЭК — теплообменники ВД (ДЭКВД) и НД (ДЭКНД). Расчеты проводят совместно с расчетом тепловой схемы ПТУ (используют отраслевую программу OLHOV). Уточняют

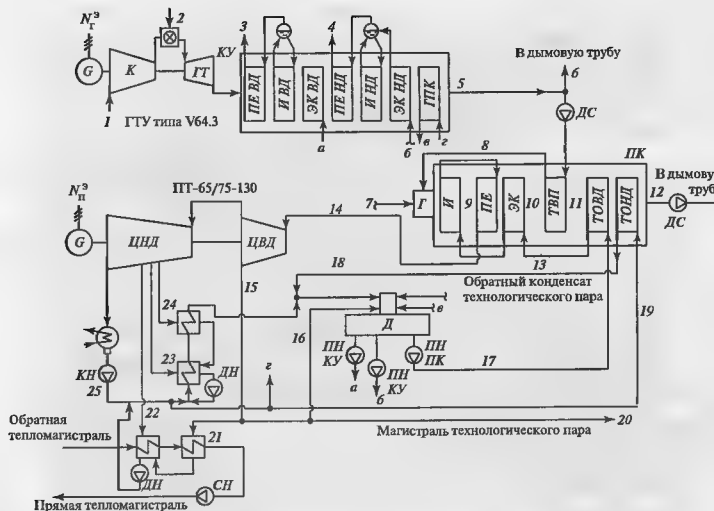


Рис. 11.23. Тепловая схема пылеугольного энергоблока ПГУ сбросного типа (вариант АО «ЭНКО-центр»)

Параметры рабочих тел и оборудования: $N_r^a = 65,7$ МВт; $N_n^a = 50,8$ МВт;

1 — $D = 195,1$ кг/с; $T = 0$ °C; 2 — $D = 3,819$ кг/с; 3 — $D = 20,1$ кг/с, $p = 2,5$ МПа; $T = 350$ °C; 4 — $D = 12,1$ кг/с; $p = 0,9$ МПа; $T = 250$ °C; 5 — $D = 198,9$ кг/с; $T = 110$ °C, $h = 115$ кДж/кг; 6 — $D = 51,9$ кг/с; 7 — $D = 5,462$ кг/с, 8 — $D = 147$ кг/с; $T = 266$ °C; 9 — $D = 152,46$ кг/с; $h = 1459$ кДж/кг; 10 — $T = 477$ °C; $h = 556$ кДж/кг; 11 — $D = 152,46$ кг/с; $h = 396$ кДж/кг; 12 — $D = 152,46$ кг/с; $T = 110$ °C, $h = 122,5$ кДж/кг; 13 — $T = 230$ °C; 14 — $D = 87,8$ кг/с; $p = 13,8$ МПа, $T = 560$ °C; 15 — $D = 68,3$ кг/с; 16 — $D = 2$ кг/с, 17 — $T = 162$ °C; 18 — $T = 151$ °C; 19 — $D = 44,7$ кг/с; $T = 63,4$ °C; 20 — $D = 57,2$ кг/с; 21 — $D = 11,1$ кг/с, 22 — $D = 8,9$ кг/с; 23 — $D = 2,64$ кг/с, 24 — $D = 3,1$ кг/с; 25 — $T = 30$ °C; а — питательная вода ВД; б — питательная вода НД; в — подогретый конденсат после ГПК; з — конденсат

температуру и количество потоков питательной воды и основного конденсата и соблюдают ограничения по максимальному пропуску пара в промежуточный перегреватель и конденсатор, по нагрузке электрогенератора.

Количество итераций определяет скорость сходимости системы. Необходимость дальнейших расчетов зависит от изменения результатов между соседними итерациями.

Программный продукт расчета тепловой схемы пылеугольной ПГУ сбросного типа и схемы определения ее показателей экономичности разработан в НИЛ «ГТУ и ПГУ ТЭС» МЭИ и приведен на рис. 11.24.

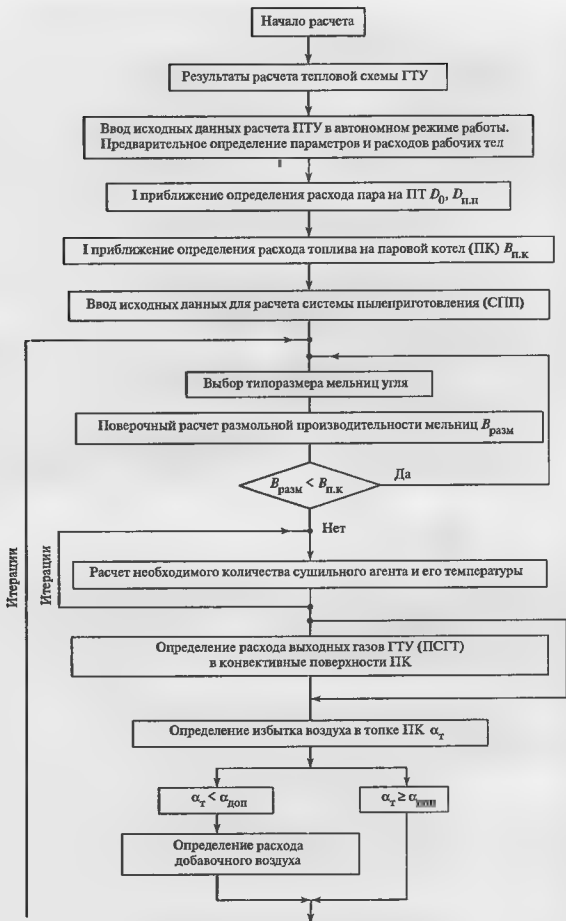


Рис. 11.24. Схема расчета тепловой схемы пылеугольной ПГУ сбросного типа (начало)

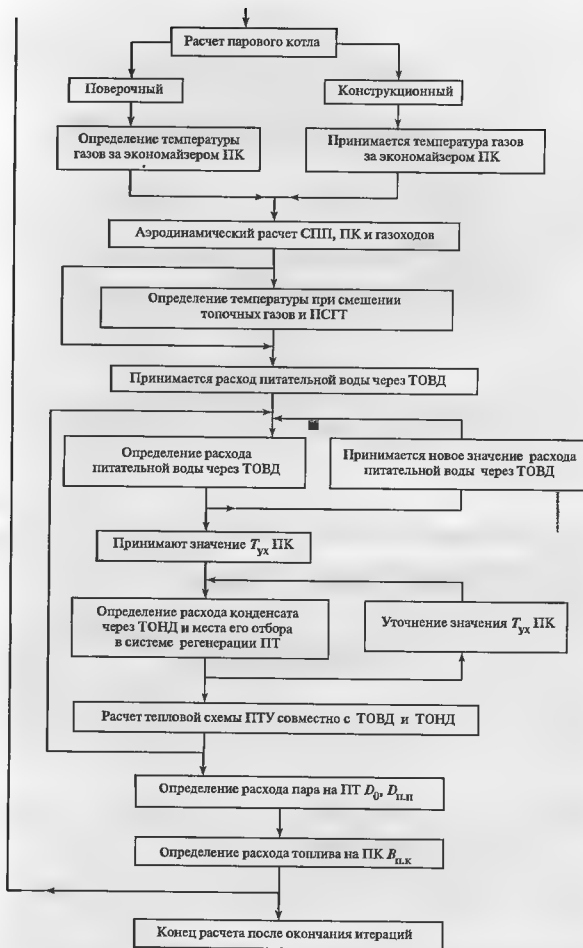


Рис. 11.24. (Окончание)

11.3.4. Газомазутные ПГУ сбросного типа

Парогазовые установки сбросного типа на газомазутном топливе продолжительное время находятся в эксплуатации на ГРЭС в Республике Молдова. В их создании активное участие принимали сотрудники ЦКТИ (г. Санкт-Петербург). На электростанции установлены два парогазовых энергоблока мощностью по 250 МВт, в которых использованы ГТУ типа ГТУ-35 (АО «Турбоатом»), паровые котлы типа ТМЕ-215 (АО «ТКЗ») и паровые турбины типа К-200-130-3 (АО «ЛМЗ»). Котлы работают на мазуте, а ГТУ — на предварительно промытом и обработанном присадками газотурбинном топливе.

Устойчивое горение мазута и природного газа в среде выходных газов ГТУ зависит от объемной концентрации окисления $O_2 T_{кт}$.

Интересное техническое решение по газотурбинной надстройке энергоблока мощностью 300 МВт Костромской ГРЭС было разработано в ВТИ (П.А. Березинец и др.). Был предусмотрен сброс выходных газов ГТУ типа ГТЭ-110 в энергетический паровой котел с частичным вытеснением регенеративного подогрева питательной воды в теплоой схеме ПГУ. Основное оборудование энергоблока: газомазутный паровой котел типа ПП-1000/255 ГМ (ТГМП-314) (изготовитель Таганрогский котельный завод) и ПТУ с турбиной типа К-300-240 (ЛМЗ). Автономный режим работы при номинальной нагрузке имеет следующие показатели:

паровой котел: $D_{пе} = 930 \text{ т/ч}$; $B_{пк} = 79 \text{ м}^3/\text{ч}$; $T_{yx} = 136 \text{ }^\circ\text{C}$; $\alpha_t = 1,05$; $\eta_{пк} = 94,12 \%$;

ПТУ: $N_p^3 = 301,4 \text{ МВт}$;

энергоблок: $N_{псу}^{3бр} = 301,4 \text{ МВт}$; $N_{псу}^{3н} = 292,4 \text{ МВт}$; $\eta_{псу}^{3н} = 39,33 \%$.

В парогазовой схеме установки в конструкции парового котла предусмотрены дополнительно ГВТО высокого и низкого давления, через которые подается соответственно часть питательной воды после питательных насосов в обход ПВД и часть основного конденсата после ПНД-2 (вариант) с последующей подачей в деаэратор питательной воды. Это позволяет охладить дымовые газы парового котла за ТОВД до температуры приблизительно $200 \text{ }^\circ\text{C}$ и за ТОНД до $120 \text{ }^\circ\text{C}$. Газоводяные подогреватели, выполненные из труб с поперечно-спиральным оребрением, размещены в дополнительной конвективной шахте в виде вертикального газохода с размерами $8350 \times 8200 \text{ мм}$ (высота каждого пакета теплообменников около 3 м).

Для нормальной эксплуатации ПГУ предусмотрено несколько газоходов с газовыми шиберами (клапанами) с дистанционным управлением (рис. 11.25), усложняющих компоновку энергоблока. В предлагаемой схеме реконструкции сохранены регенеративные воздухоподогреватели (РВП) и дутьевые вентиляторы (ДВ) котла, позволяющие переходить к автономной работе паросилового энергоблока.

Исследование показателей рассматриваемой ПГУ сбросного типа (условия ISO) показало следующее. При неизменном расходе пара на ПТ 930 т/ч расход пара на промежуточный перегрев по сравнению с автономным режимом работы блока увеличился на 100 т/ч , а температура питательной воды перед

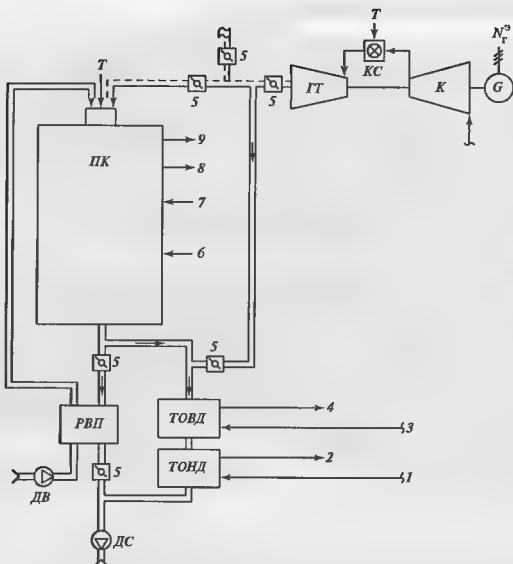


Рис. 11.25. Тепловая схема перевода газомазутного энергоблока 300 МВт в режим работы ПГУ сбросного типа (ВТИ)

1 — основной конденсат после смешивающего ПНД-2; 2 — основной конденсат в деаэратор, 3 — питательная вода после ПН; 4 — питательная вода в смеситель после ПВД; 5 — газовые шиберы; 6 — питательная вода в экономайзер ПК; 7 — «холодный» пар промежуточного перегрева; 8 — «горячий» пар промежуточного перегрева; 9 — свежий пар в ПТ; Т — топливо; ДС — дымососы

паровым котлом — с 270 до 315 °С. Расход условного топлива на паровой котел снизился с 91,31 до 84,72 т/ч. При этом в КС ГТУ было сожжено топлива 38,6 т за 1 ч.

В парогазовом режиме работы электрические мощности ГТУ, ПТУ и ПГУ соответственно равны, МВт: 106,7; 337,3; 433,3. Коэффициент полезного действия отпуска электроэнергии составил 43,16 %, по сравнению с КПД паросилового блока он увеличился на 2,83 %.

Благоприятные условия для внедрения парогазовой технологии имеются на ГРЭС-24 ОАО «Мосэнерго», где эксплуатируется газомазутный энергоблок 300 МВт, спроектированный для МГД-установки типа ЭС-500. Ее схема близка к схеме ПГУ сбросного типа, так как в паровом котле предусмотрен теплообменник ВД, названный предвключенным экономайзером (ПЭК). На свободной площадке рядом с котлом, где должен был находиться МГД-

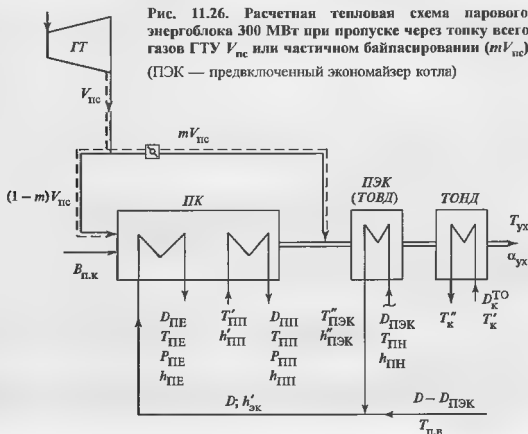
генератор, можно разместить ГТУ. Паровой котел типа Пп-1000-255 (П-74) выполнен газоплотным с уравновешенной тягой и одноконтурной пусковой схемой для работы на природном газе. Паровая турбина типа К-300-240-4 (АО «ЛМЗ») укомплектована электрогенератором типа ТВВ-320-2 ЕУЗ.

Технические предложения по надстройке этого энергоблока газотурбинной установкой были впервые разработаны в ВТИ. Часть питательной воды перед ПВД направляется в предвключенный экономайзер котла, а часть нагревается в ПВД. Смешение осуществляется перед основным экономайзером котла.

В НИЛ «ГТУ и ПГУ ТЭС» МЭИ совместно с кафедрой парогенераторостроения МЭИ (М.А. Изюмов, В.М. Супранов) выполнено технико-экономическое исследование газотурбинной надстройки указанного энергоблока с использованием энергетической ГТУ типа ГТЭ-110 (АО «Рыбинские моторы» — «Машпроект»). Рассматривалось несколько технических решений (рис. 11.26). Опишем предпочтительный вариант.

Подовая часть котла реконструируется для установки подовых горелок, рассчитанных для работы только на выходных газах ГТУ. Сбросные газы от ГТУ в штатные горелки не подаются, т.е. сохраняется обычная схема автономной работы котла. Это исключает необходимость установки плотных клапанов в воздуховодах для обеспечения комбинированной работы при использовании штатных горелок. Однако в этом случае при работе блока в комбинированном режиме (работа только подовых горелок) возникает необходимость охлаждения штатных горелок. В дальнейшем эта проблема должна быть тщательно исследована.

В комбинированном режиме с газовой турбиной регенеративный воздухоподогреватель полностью отключается по газовой и воздушной сторонам. Весь расход дымовых газов пропускается через ТОНД. Газовый клапан на



перепуске газов после ГТУ в водяной экономайзер может быть открыт или закрыт в зависимости от нагрузки ПТ при полном байпасировании паро-парового теплообменника. Топливо в штатные горелки не подается в работе находятся подовые горелки.

При автономном режиме ГТУ отключается от котла; ТОНД отключается по газам и конденсату, а регенеративные водоподогреватели находятся в работе. Топливо подается только в штатные горелки, подовые горелки по топливу отключены.

1. Тепловой расчет парового котла. Для расчетов котла была использована отраслевая компьютерная программа TRAKT, адаптированная для ведения расчетов в условиях сброса продуктов сгорания после ГТУ в топочную камеру.

Специфика ведения расчетов с использованием программы TRAKT заключается в том, что в результате расчета находят КПД котла не по отношению к суммарной теплоте, вводимой в котел, $Q_{\text{г}} + B_{\text{тл}} Q_{\text{г}}^{\text{г}}$, а лишь по отношению к теплоте сгорания топлива $B_{\text{тл}} Q_{\text{г}}^{\text{г}}$ (т.е. значение $\eta_{\text{тл}}$), поэтому действительное значение КПД котла определяется по формуле

$$\eta_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{пк}}}{B_{\text{тл}} Q_{\text{г}}^{\text{г}}},$$

где $B_{\text{тл}}$ — расход топлива на котел; $Q_{\text{г}}$ — полезное тепловыделение в топке парового котла, которое включает в себя теплоту топлива и продуктов сгорания ГТ; $Q_{\text{пк}}$ — теплота, отданная котлом ПТУ с перегретым паром, паром промежуточного перегрева, а также в ПЭК и в ТОНД:

$$Q_{\text{пк}} = D(h_{\text{пг}} - h'_{\text{эк}}) + D_{\text{пэк}}(h''_{\text{пэк}} - h'_{\text{пн}}) + D_{\text{пп}}(h_{\text{пп}} - h'_{\text{пп}}) + D_{\text{тонд}}(h''_{\text{к}} - h'_{\text{к}}).$$

Здесь D , $D_{\text{пэк}}$, $D_{\text{пп}}$, $D_{\text{тонд}}$ — расходы рабочего тела через экономайзер, предвключенный экономайзер, вторичного пара и воды через газовый подогреватель НД; $h_{\text{пг}}$, $h'_{\text{эк}}$, $h''_{\text{пэк}}$, $h'_{\text{пн}}$, $h_{\text{пп}}$, $h'_{\text{пп}}$, $h''_{\text{к}}$, $h'_{\text{к}}$ — энтальпии перегретого пара, на входе в экономайзер, на выходе и входе предвключенного экономайзера, вторичного пара на выходе и на входе в котел, конденсата на выходе и входе газового подогревателя НД.

Расчеты котла проводили для температуры наружного воздуха $+15^{\circ}\text{C}$, 0°C и -15°C при условии, что выходны газы ГТУ без предварительного охлаждения вводятся в нижнюю часть топки парового котла.

Основные результаты расчета котла в условиях сброса в него всего объема продуктов сгорания представлены в табл. 11.5.

По результатам расчета котла можно сделать следующие выводы.

1. При расчете выдерживаются требуемые параметры по тракту котла, в том числе расход и температура свежего пара промежуточного перегрева на выходе из котла.

2. При всех температурах наружного воздуха обеспечивается необходимый коэффициент избытка воздуха в топке котла без включения воздухоподогревателя.

Таблица II 5 Результаты теплового расчета котла типа П-74

Показатель	Базовый режим	Режим ПГУ при температуре наружного воздуха		
		-15 °C	0 °C	+15 °C
Паропроизводительность котла D_0 , кг/с (т/ч)	270,83 (975)	270,83 (975)		
Расход вторичного пара $D_{\text{ПП}}$, кг/с (т/ч)	222,4 (800,6)	244,83 (881,4)		
Расход воды через ПЭК $D_{\text{ПЭК}}$, кг/с (т/ч)	0	135,42 (487,5)		
Расход воды через ТОНД $D_{\text{ТОНД}}$, кг/с (т/ч)	0	83,33 (300)		
Температура рабочего тела на входе в тракты:				
питательной воды на входе в экономайзер $T'_{\text{ЭК}}$, °C	276,0	258,0	255,0	253,0
воды на входе в ПЭК $T'_{\text{ПЭК}}$, °C		170,0		
воды на входе в ТОНД T'_k , °C	—	57,0		
пара на входе промежуточного перегревателя $T'_{\text{ПП}}$, °C	300,0	311,0		
Температура рабочего тела на выходе:				
свежего пара на выходе из котла T_0 , °C	545,0	545,0		
воды на выходе из ТОНД T''_k , °C	—	141,0	137,0	135,0
питательной воды на выходе из ПЭК $T''_{\text{ПЭК}}$, °C	—	240,0	234,0	230,0
пара на выходе промежуточного перегревателя $T''_{\text{ПП}}$, °C	545,0	545,0		
Расход топлива на котел $B_{\text{ПК}}$, м ³ /ч	75,0	66,9	66,46	65,6
Теплота на нагревание рабочих тел $Q_{\text{ПК}}$, МВт		803,64	802,51	801,39
Теплота, вносимая в топку, $Q_{\text{т}}$, МВт/м ³	39,877	46,378	46,324	46,723
КПД котла (КПД использования топлива и теплоты газов в котле) η_k , %	93,486	93,245	93,844	94,126
Избыток воздуха в конце топки α_t	1,15	1,15	1,094	1,07
Адиабатическая температура $T_{\text{а}}$, °C	1669,0	1582,0	1669,0	1719,0
Температура уходящих газов $T_{\text{ук}}$, °C	137,0	122,0	118,0	117,0

3. Условия работы поверхностей нагрева котла практически не зависят от сброса газов ГТУ в топку, и после верхней радиационной части температуры пара по тракту практически совпадают с их значениями в автономном режиме работы котла, полученными в расчетах Подольского машиностроительного завода.

4. Температура основного конденсата после ТОНД при заданном расходе через него (300 т/ч) получается несколько заниженной (135—141 °C) — меньше, чем в точке возврата конденсата в регенеративный тракт турбоустановки (после ПНД 156—160 °C). В связи с этим следует понизить расход основного конденсата через ТОНД до 200 т/ч.

Во всех рассмотренных режимах КПД котла (коэффициент полезного использования теплоты топлива и сбросных газов) находится на высоком уровне и составляет 93,2 – 94,1 %.

2. Расчет тепловой схемы ПТУ. Отличительной особенностью работы энергоблока с газотурбинной надстройкой является зависимость его характеристик от многих параметров, к ним прежде всего относятся:

температура наружного воздуха, оказывающая влияние на мощность ГТУ, расход и температуру газов после нее;

расходы воды через ПЭК и ТОНД, влияющие на расход пара промежуточного перегрева и мощность паровой турбины.

При работе блока с газотурбинной надстройкой изменяются расход вторичного пара и расходы пара в системе регенерации ПТУ, что может потребовать изменения расхода свежего пара для сохранения допустимого расхода пара через последние ступени турбины. Также могут возникнуть ограничения по мощности установленного электрогенератора.

Режимы с большим расходом свежего пара и вытеснением регенерации могут быть ограничены заводом-изготовителем паровой турбины из-за большой мощности, развиваемой турбиной. Максимальное значение мощности турбины типа К-300-240, указанное в технических условиях на турбину при расходе пара 975 т/ч и отключенных ПВД составляет 345 МВт. По данным АО «ЛМЗ», для турбины типа К-300-240 всех модификаций предельный пропуск пара в конденсатор составляет 750 т/ч.

Расчеты ПТУ проводили по программе OLHOV для базового режима и режима ПГУ для трех температур наружного воздуха.

Таблица 11.6. Результаты расчета тепловой схемы ПТУ

Показатель	Базовый режим	Режим ПГУ при температуре наружного воздуха		
		–15 °С	0 °С	+15 °С
Расход пара в голову турбины $D_{\text{г}}$, кг/с (т/ч)	270,83 (975)	270,83 (975)		
Расход пара на промежуточный перегрев $D_{\text{ПП}}$, кг/с (т/ч)	222,4 (800,6)	244,83 (881,4)		
Температура пара на входе в промежуточном перегревателе $T'_{\text{ПП}}$, °С	300,0	311,0		
Расход воды через ПЭК $D_{\text{ПЭК}}$, кг/с (т/ч)	0	135,42 (487,5)		
Температура воды на выходе ПЭК $T''_{\text{ПЭК}}$, °С	—	240,0	234,0	230,0
Тепловая мощность ПЭК $Q_{\text{ПЭК}}$, МВт	0	41,168	37,511	35,074
Расход воды через ТОНД $D_{\text{ТОНД}}$, кг/с (т/ч)	0	83,33 (300)		
Температура воды на выходе ТОНД $T''_{\text{к}}$, °С	—	141,0	137,0	135,0
Тепловая мощность ТОНД $Q_{\text{ТОНД}}$, МВт	0	29,607	28,191	27,524
Электрическая мощность ПТУ $N_{\text{п}}^{\text{э}}$, МВт	308,7	338,1	337,7	337,5
Расход пара в конденсатор $D_{\text{к}}$, кг/с (т/ч)	153,4 (552,2)	184,4 (663,8)	184,0 (662,4)	183,8 (661,7)

Таблица 11.7. Показатели тепловой экономичности ПГУ сбросного типа на ГРЭС-24

Показатель	Базовый режим	Режим ПГУ		
		Температура наружного воздуха		
		-15 °С	0 °С	+15 °С
Расход топлива на котел, м ³ /ч	74,834	66,90	66,457	65,60
Электрическая мощность ПТУ, МВт	308,7	338,1	337,7	337,5
КПД котла, %	93,486	93,245	93,844	94,126
Электрическая мощность ГТУ, МВт	0,0	133,0	120,0	110,0
Электрическая мощность ПГУ, МВт	308,7	471,1	457,7	447,5
КПД брутто энергоблока, %	41,688	45,769	46,165	46,662

Расход питательной воды через ПЭК составлял 50 % общего расхода питательной воды (487,5 т/ч), а расход основного конденсата через ТОНД поддерживался для всех режимов на уровне 300 т/ч. Расход пара в голову турбины также принимался постоянным и равным 975 т/ч. Результаты расчетов представлены в табл. 11.6.

Как видно из результатов расчета, электрическая мощность и расход пара в конденсатор в обоих вариантах не превышают максимальных значений, принятых в технических условиях на турбину.

В то же время при вытеснении регенерации ПТУ ограничения по расходу пара могут касаться не только последних ступеней цилиндра НД, но и ступеней высокого и среднего давления, поэтому на последующих стадиях разработки проекта реконструкции ГРЭС-24 режимы работы турбины должны быть согласованы с АО «ЛМЗ».

3. Расчет тепловой экономичности энергоблока. Энергетические показатели ПГУ определяли в соответствии с методикой, изложенной выше в п. 11.3.2.

Основные результаты расчета тепловой схемы ПГУ сбросного типа представлены в табл. 11.7.

11.4. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ С ГАЗИФИКАЦИЕЙ УГЛЯ

Пылеугольные ПГУ с внутрицикловой газификацией угля (ВЦГУ) позволяют полностью заменить природный газ в КС энергетических ГТУ синтетическим газом, полученным в процессе газификации.

Технология ПГУ с ВЦГУ — перспективное направление энерготехнологического использования органического топлива, реализуемое в энергетике ряда стран. Одно из направлений этой технологии разработано и запатентовано сотрудниками Института высоких температур (ИВТ) РАН под руководством С.А. Христиановича. Ряд исследований и разработок в этой области выполнен специалистами ЦКТИ (г. Санкт-Петербург) и ВНИПИЭнергопром (Москва). В проектах использовано сжигание синтетического газа газификации в высоконапорных парогенераторах.

Работу ПГУ с ВЦГУ можно рассматривать как технологию ступенчатого сжигания углей с удалением вредных составляющих на промежуточных, оптимально выбранных стадиях. Во всем мире уголь служит одним из важнейших носителей первичной энергии, поэтому велика роль экономической и экологической оптимизации процессов его газификации. Для парогазовой технологии

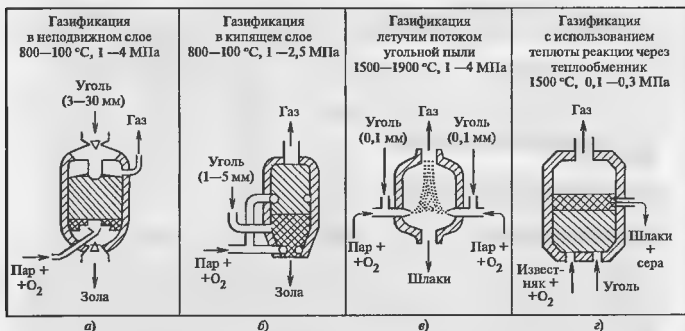


Рис. 11.27. Технологии газификации углей

становятся доступными некондиционные («загрязненные») виды топлива, для чего используются промышленно освоенные методы ВЦГУ.

Процесс газификации осуществляется в *реакторах-газификаторах (газогенераторах)*, где при контакте измельченного угля и окислителя в конечном итоге образуется газообразный продукт газификации (синтетический газ). Возможны различные технические решения: газификация в неподвижном слое угля (рис. 11.27, а) и в кипящем слое угля (рис. 11.27, б), газификация летучего потока угольной пыли (рис. 11.27, в) и с использованием теплоты реакции через теплообменник (жидкий металл) (рис. 11.27, г).

Использование газообразных топлив с теплотой сгорания ниже, чем у природного газа (см. § 3.1), существенно повлияет на показатели эксплуатации ГТУ. Снижение Q_i^r потребует увеличения расхода топлива, а добавление этой массы, не подлежащей сжатию в компрессоре, увеличит внутреннюю мощность ГТ и электрическую нагрузку установки. В этом случае необходимо учитывать следующие обстоятельства:

увеличение массового расхода газов в ГТ ГТУ приводит к увеличению степени повышения давления воздуха в компрессоре, что может вызвать явление помпажа;

повышение внутренней мощности ГТ может привести к превышению предельных крутящих моментов и в ряде случаев к необходимости использовать более мощный генератор ГТУ;

со снижением теплоты сгорания топлива возрастает потребность в воздухе для его сжигания. В ГТУ с высокой начальной температурой газов может оказаться невозможным сжигать топливный (синтетический) газ с очень низкой Q_i^r .

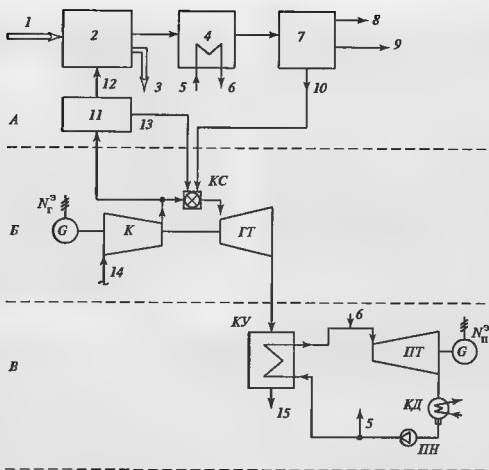


Рис. 11.28. Упрощенная схема парогазовой электростанции с ВЦГУ

А — секция газификации угля и получения синтетического газа; Б — секция ГТУ; В — секция паросиловой установки; 1 — подача измельченного угля; 2 — газогенератор; 3 — удаление шлака; 4 — газоохладитель газогенератора; 5 — питательная вода; 6 — пар; 7 — газоочистка; 8 — элементарная сера; 9 — пыль; 10 — очищенный синтетический газ; 11 — установка расщепления воздуха; 12 — O_2 ; 13 — N_2 ; 14 — воздух; 15 — выходные газы в дымовую трубу

Упрощенная схема парогазовой электростанции с ВЦГУ приведена на рис. 11.28. Часть воздуха после компрессора энергетической ГТУ направляется в установку расщепления воздуха, откуда кислород в качестве окислителя (зачастую вместе с некоторым количеством пара) поступает в газификатор (газогенератор). Сюда же через шлюз-бункерную систему подается размельченный сортированный уголь. Контакт угля и парокислородного окислителя осуществляется в газогенераторе в турбулентном кипящем слое (или иным способом) при температуре от 1000 до 1900 °С и давлении от 0,1 до 4,0 МПа в зависимости от применяемого технологического процесса газификации. Летучая зола и остаточный углерод отделяются в циклонах и возвращаются в газификатор.

Генерируемый газ (степень конверсии составляет 93—95 %) после газификатора охлаждается в газоохладителе, в котором генерируется пар заданных параметров. Газ затем подвергается очистке от золы и сероводорода. Очищенный газ направляется в КС ГТУ, а выходные газы этой установки поступают в двухконтурный КУ, после которого генерируемый пар используется в ПТУ для генерации электроэнергии. Таким образом, в ПГУ с ВЦГУ

условно можно выделить три основные зоны: газогенераторную с системами подачи топлива и очистки синтетического газа; газотурбинную установку с отводом части циклового воздуха компрессора в систему его расщепления на кислород и азот; паросиловую установку с КУ и ПТ.

За рубежом находятся в эксплуатации, строятся и проектируются более 70 ПГУ с ВЦГУ, основанной на различных процессах генерации газов (Техасо, PRENFLO и др.) с использованием, как правило, парокислородного дутья. Среди действующих можно назвать ПГУ с ВЦГУ мощностью 284 МВт (брутто) (ТЭС «Buggenum», Нидерланды) с газификацией угольной пыли под давлением 2,5 МПа (1994 г.); установка мощностью 262 МВт на угле (ТЭС WaBash River, США) впервые была пущена в августе 1995 г., ПГУ с ВЦГУ мощностью 250 МВт на ТЭС Polk (США) с газификатором Техасо на воздушном дутье и ГТУ типа 7FA — в 1997 г.; ПГУ с ВЦГУ мощностью 107 МВт брутто (ТЭС Pinon Pine, США) с ГТУ типа 6FA и газификатором KRW с кипящим слоем — в 1997 г.

В настоящее время в России есть два проекта ПГУ с ВЦГУ: мощностью 250 МВт для Ново-Тульской ТЭЦ на базе ГТУ типа ГТЭ-45-2 с $T_{нт} = 850^\circ\text{C}$ (рабочая документация на строительство и изготовление оборудования) и мощностью 370 МВт для Кировской ТЭЦ-5 на базе ГТУ типа ГТЭ-115-2 с $T_{нт} = 1070^\circ\text{C}$ (технорабочий проект оборудования и техническая документация на строительство). Последний проект выполнен в рамках Российской государственной научно-технической программы «Экологически чистая энергетика».

Продукты сгорания синтетического газа в ГТУ практически не содержат золы, соединений серы и оксидов азота, что обеспечивается оптимизацией процессов сжигания в КС ГТУ. На опытно-промышленной установке Cool Water (США), например, достигнута объемная концентрация NO_x за КУ менее 25 ppm.

На испанской ТЭС Puertollano под Мадридом с участием фирмы Siemens построен парогазовый энергоблок с ВЦГУ мощностью 320 МВт. Уголь обрабатывается в мельницах до получения мелкой угольной пыли и при контролируемой подаче окислителя O_2 с установки расщепления воздуха после компрессора ГТУ методом PRENFLO (PReSSurized ENtrained FLOw) частично окисляется до получения синтетического газа (см. рис. 11.27, в). Принципиальная тепловая схема энергоблока включает в себя установку подготовки угля, газогенератор с системой очистки газа, систему расщепления воздуха, энергетическую ГТУ, КУ и ПТУ (рис. 11.29). КПД производства электроэнергии данного энергоблока при низких выбросах вредных веществ составляет не менее 45 %. Новые разработки ведущих фирм в этой области должны обеспечить КПД нетто ПГУ с ВЦГУ выше 50 %.

Примерно 7 % вырабатываемой на ПГУ электроэнергии расходуется дополнительно на системы газификации, очистки синтетического газа и др. Это снижает их экономичность по сравнению с ПГУ на природном газе.

В схеме ПГУ с ВЦГУ необходим кислород, который применяется для газификации угля в газогенераторе. Для его получения используется установка разделения воздуха на кислород и азот (криогенная, мембранная), интегрированная с ГТУ. На рис. 11.30 приведены варианты такой интеграции для установок фирмы Siemens. Схемы позволяют сохранить массовые расходы рабо-

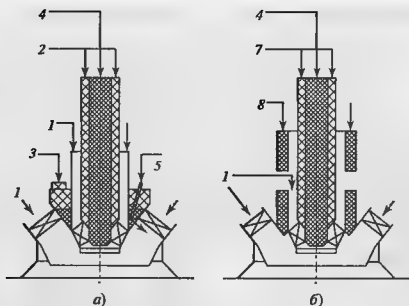


Рис. 11.31. Сравнение горелок КС ГТУ для природного (а) и синтетического (б) газа (Siemens)

1 — воздух; 2 — природный газ на диффузионную горелку; 3 — газ на предварительное смешение; 4 — жидкое топливо на диффузионную горелку; 5 — жидкое топливо на предварительное смешение; 6 — синтетический газ; 7 — природный газ и пар на диффузионную горелку

11.5. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ СО СЖИГАНИЕМ УГЛЯ В КИПЯЩЕМ СЛОЕ

Технология кипящего слоя осуществляется с помощью воздуха, вдуваемого в топочную камеру, где формируется слой угля, золы и известняка, разжижаемого этим воздухом. Поток воздуха вызывает турбулентное перемешивание смеси, повышающее эффективность сжигания топлива и улучшающее экологические параметры установки: SO_2 связывается с известняком, благодаря низкой температуре горения генерируется меньшее количество NO_x . Характерным параметром котла с кипящим слоем является пониженное значение отношения «количество генерируемого пара — расход дымовых газов» вследствие высокой влажности топлива. Это приводит к увеличенным габаритным размерам котла.

В котле с циркулирующим кипящим слоем (ЦКС) материал этого слоя выносится в верхнюю часть топочной камеры. Для его возврата в топку устанавливают сепаратор, в котором уловленный в нем материал возвращается в нижнюю часть топочной камеры. Такой котел состоит из котельной части (топка, сепаратор, конвективная шахта), системы подачи и отвода твердых материалов, подачи воздуха и другого вспомогательного оборудования. Первичный воздух (до 60 % общего расхода) распределяется через решетку в под топки, а вторичный воздух поступает через экраны в нижней части топки и проникает через плотный слой частиц.

Как и в обычных паровых котлах, в котлах с ЦКС барабанного типа давление пара регулируется с помощью расхода сжигаемого топлива, а температура перегретого пара определяется размерами пароперегревателя и регулируется впрыском воды. В прямоточных котлах с ЦКС используется регу-

лирование параметров рабочего тела по сигналу «вода — топливо» с применением впрыска воды.

Парогазовые установки со сжиганием угля в котлах с ЦКС под давлением (ПГУ с ЦКСД) — наиболее эффективное устройство реализации псевдожженного кипящего слоя горения топлива. «Кипение» осуществляется воздухом, подаваемым через сопла, расположенные под нижней частью топочной камеры.

В топку котла поступает смесь воды, измельченных до размера 6 мм частиц угля и известняка. В этой густой массе доля твердых частиц составляет около 75 %. Температура горения поддерживается на уровне 800 °С независимо от нагрузки, а давление воздуха в слое — примерно 1 МПа.

Циркуляция золы топлива позволяет увеличить продолжительность нахождения материала слоя в газовом тракте котла с учетом истирания частиц известняка. Это сокращает количество известняка, необходимое для образования кипящего слоя требуемой высоты.

В ПГУ с ЦКСД вывод золы сжигаемого угля осуществляется через керамический трубчатый фильтр. Собранная вместе с золой сажа несгоревшего топлива выгорает в нем, а выделившаяся при этом теплота используется в цикле ПГУ. Таким образом, эффективность использования топлива повышается до 99,5 % (рис. 11.32).

Основные преимущества ПГУ с ЦКСД, реализованной фирмой EPDC (Япония), заключаются в том, что она обеспечивает высокую экологическую безопасность при работе с углем широкого ассортимента. Связывание оксидов серы в слое, степень которого значительно возрастает с уменьшением частиц известняка, сочетается с восстановлением оксидов азота в тракте горячих газов в установке селективного каталитического восстановления и полного улавливания керамическим фильтром твердых частиц при высо-

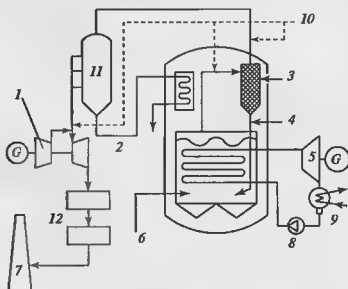


Рис. 11.32. Технологическая схема ПГУ с циркулирующим кипящим слоем (фирма EPDC, Япония)

1 — ГТУ; 2 — зола; 3 — циклон циркуляции золы (два); 4 — вертикальные трубы (две); 5 — паровая турбина с электрогенератором; 6 — подача угля, известняка, воды; 7 — дымовая труба; 8 — насос; 9 — конденсатор; 10 — селективное некаталитическое восстановление NO_x ; 11 — циклон; 12 — очистка дымовых газов

кой температуре. В итоге при сжигании углей с объемной концентрацией серы до 2 % и зольностью 14 % обеспечиваются хорошие экологические параметры системы: $\text{SO}_x < 10 \text{ ppm}$, $\text{NO}_x < 10 \text{ ppm}$, выброс золы в атмосферу менее 1 мг/м^3 газов.

Контрольные вопросы

1. Перечислите особенности энергетического модуля «ГТУ—КУ» в тепловых схемах ПГУ с параллельной схемой работы и предъявляемые к ним требования.
2. Какой режим изменения электрической нагрузки ПГУ с параллельной схемой работы более выгоден?
3. Какие ограничения имеют место при проектировании ПГУ сбросного типа?
4. Перечислите особенности ПГУ с внутрицикловой газификацией угля.
5. Перечислите особенности ПГУ с циркулирующим кипящим слоем под давлением.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Дайте мне материю и движение,
и я построю Вселенную

Рене Декарт (1640 г.)

Энергетическая политика развитых стран в значительной мере ориентирована на разработку экологически чистых технологий, модернизацию старого оборудования и создание энергетических модулей будущего.

Научные организации и заводы непрерывно занимаются модернизацией газотурбинного оборудования, которая, с одной стороны, связана с глубоким пониманием физических процессов, а с другой — с применением обширного математического аппарата, современных методов расчета и мощной вычислительной техники для обработки большого количества информации и решения сложных систем дифференциальных уравнений.

Большое внимание уделяется прочности элементов ГТУ и поискам такой ее конструкции, при минимальной массе которой и минимальном использовании материала обеспечивается необходимая работоспособность. Прочность элементов ГТУ рассматривается не только в трехмерном, но и в четырехмерном пространстве, когда четвертая координата — это время. В зависимости от времени учитываются нестационарные процессы, приводящие к резкопеременным нагрузкам.

Оптимизация профилей проточных частей компрессоров и газовых турбин осуществляется при рассмотрении трехмерного течения рабочего тела, аэродинамическом исследовании и соответствующем расчете профилей. Совершенствование термодинамического цикла Брайтона связано с повышением степени сжатия в компрессорной группе до $\pi_k = 50—70$, для чего потребуются сложные компрессоры с большим числом пропусков. Более перспективно, в том числе и в отношении парогазовой технологии, повышение начальной температуры газов, которая на современных энергетических ГТУ приблизилась к 1500 °С. При ее увеличении возникают определенные противоречия: с одной стороны, необходима высокая экономичность КС, а с другой — низкая концентрация вредных выбросов NO_x и CO . Ведущие фирмы-производители ГТУ снижают эмиссию вредных газов путем отработки системы предварительного смещения топлива с воздухом а КС ГТУ для создания обедненных смесей в сочетании с системой каталитического горения.

Одним из решений проблемы может быть удаление азота из воздуха и сжигание топлива в среде, обогащенной кислородом, что позволит осуществить горение при высокой температуре. Для этой цели используют мембранные технологии отделения азота и обогащения воздуха кислородом.

Современные изготовители ГТУ прилагают большие усилия для создания и использования новых типов материала, таких как керамика и металлокерамика. Эластичность керамических изделий обеспечивается целой цепочкой технологий, в которых используются легкие композитные материалы:

бороалюминиевые, боротитаноые, углетитановые. Значительные успехи в области создания современных газотурбинных двигателей достигнуты такими ведущими фирмами России, как «Сатурн», «Рыбинские моторы», «Авиадвигатель», «ЛМЗ» и др.

Программа ATS, разработанная в США и осуществляемая Министерством энергетики США (DOE), ставила ряд сложных задач, которые к концу 2000 г. были практически решены. В простом цикле энергетической ГТУ, работающей в автономном режиме, был получен КПД производства электроэнергии 40 %. В цикле с рекуператором (КПД рекуперации около 0,9), реализованном в ГТУ типа Mercury 50, получен КПД выше 40 % ($N_r^3 = 4,2$ МВт, $\pi_k = 9$, $T_{нт} = -1435$ °С). Решения указанных задач фирмы добиваются путем внедрения и отработки новых высокотемпературных материалов турбинных дисков, разработки и осуществления воздушно-плечного охлаждения газовой турбины, разработки и изготовления керамических сопловых аппаратов, внедрения новых высокоэффективных термостойких покрытий.

К осуществлению перечисленных выше программ были привлечены специалисты ведущих организаций и институтов США.

С учетом возрастающих потребностей энергетического рынка программа ATS была продолжена новой программой XXI в. (Vision 21), названной «Программа по передовым турбинным и двигательным системам» (ATESP) и состоящей из двух подпрограмм: «Газовые турбины следующего поколения» (NGGT) и «Передовые двигательные системы» (AES). В программе NGGT поставлена цель достичь в схемах ПГУ с КУ и современными энергетическими ГТУ КПД производства электроэнергии 70—75 % на природном газе и КПД 60 % для ПГУ, работающих на угле при уровне эмиссий NO_x и CO, близком к нулю. При реализации этих программ должны быть созданы энергетические ГТУ с КПД простого цикла 46—47 %. Конечная цель — создание установок Vision 21, в которой будут реализованы все достижения разрабатываемой программы.

Один из разделов программы NGGT посвящен созданию гибридных систем «топливные элементы — газовая турбина». Объединение этих элементов значительно повысит КПД составных частей, который по прогнозам составит не менее 80 %.

Топливные элементы представляют собой электрохимические устройства, преобразующие химическую энергию топлива непосредственно в электрическую. Они вырабатывают электроэнергию в результате электрохимической реакции. Их КПД изменяется от 40 до 61 %, поэтому топливные элементы могут стать основой высокоэффективного энергетического гибридного цикла. Эффективность топливной ячейки не зависит от ее размера и нагрузки (рис. 3.1), а образующаяся в процессе реакции теплота может быть эффективно использована в когенерации. Сами топливные ячейки имеют исключительно низкие уровни выбросов вредных веществ.

Для гибридных циклов особенно подходят твердооксидные и жидкостно-карбонатные топливные элементы с высокотемпературным потоком газа на выходе, энергию которого может использовать ГТУ (рис. 3.2).

Значительные успехи в разработке топливных ячеек достигнуты фирмой Siemens (Германия). Созданы демонстрационные и действующие установки, подтверждающие перспективность проводимых исследований (см. табл. 3.1).

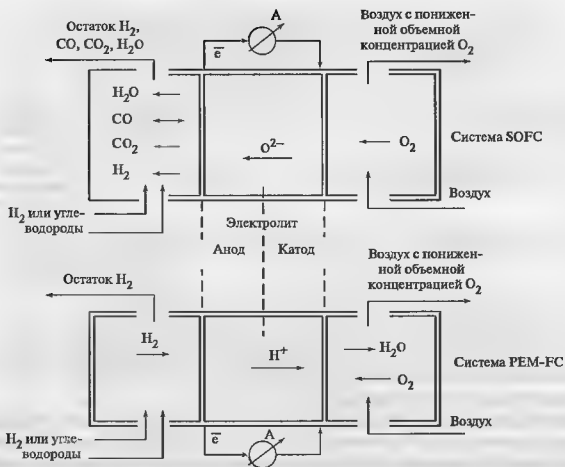


Рис. 3.1. Схема работы топливных элементов (Siemens)

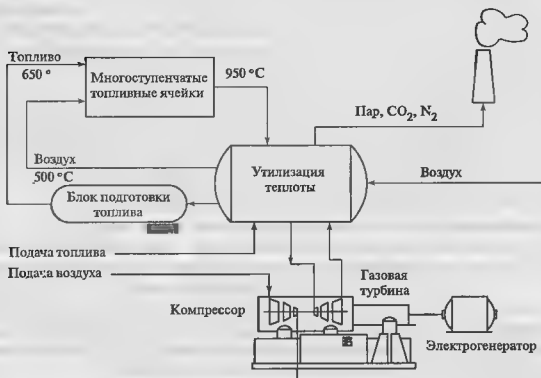


Рис. 3.2. Концепция сочетания ГТУ с топливными элементами

Таблица 3.1 Технические данные топливных элементов фирмы Siemens

Тип топливного элемента (ТЭ)	Температура среды, °С	КПД генерации электроэнергии, %, не более	Используемое топливо	Примечание
PEM—FC (полимер-электролит, мембранный ТЭ)	60—80	40	Природный газ, водород	Демонстрационная установка
PAFC (фосфорно-кислотный ТЭ)	160—220	40	То же	Коммерческое изготовление более 200 экз.
MCFC (плавкие карбонаты в ТЭ)	620—660	65	Природный или синтетический газ, водород	Демонстрационная установка
SOFC (твердотермохимический ТЭ)	800—1000	70	То же	То же

После слияния с подразделением фирмы Westinghouse фирма Siemens ориентируется на создание энергоустановок с твердооксидными топливными элементами трубчатой конструкции.

Топливные элементы komponуются в отдельные блоки и состоят из круглых или приплюснутых трубчатых элементов длиной 50—150 мм. Мощность одного элемента достигает 200 Вт при напряжении 0,65 В. Удельные показатели топливных элементов не превышают 200 Вт/кг и 200 Вт/м³, а удельные затраты составили в 1998 г. 12 000 долл. на 1 кВт установленной мощности с тенденцией снижения этого значения к 2006 г. до 500 долл. (прогноз).

Устройство, состоящее из модулей ТЭ, систем подачи топлива и окислителя, отвода продуктов реакции и автоматики, называют электрохимическим генератором (ЭХГ). Энергоустановка на основе ТЭ кроме ЭХГ включает в себя следующие системы: подготовки и переработки топлива и окислителя, преобразования постоянного тока в переменный (инвертор), переработки продуктов реакции и утилизации их теплоты.

Фирмой Ballard Power Systems (Канада) разработана стационарная энергоустановка с твердополимерными ТЭ мощностью 250 кВт, работающая на природном газе. Фирма International Fuel Cells Corporation (США) создала образец энергоустановки с фосфорнокислыми ТЭ мощностью 200 кВт и комбинированной выработкой электрической энергии и теплоты.

Газотурбинные установки могут быть использованы с высокой экономичностью в тепловых схемах воздушно-аккумулирующих газотурбинных ТЭС (ВАГТЭС). Группы компрессоров низкого, среднего и высокого давления (рис. 3.3) с теплообменниками промежуточного охлаждения воздуха повышают его давление до высоких значений и закачивают этот воздух в подземный резервуар. Компрессоры приводятся в действие электродвигателем с использованием дешевой «ночной» электроэнергии системы. В часы пика потребления энергии сжатый воздух из хранилища поступает в КС газовой турбины, где организовано двухступенчатое сжатие топлива.

Теплота уходящих газов ГТУ используется в теплообменнике для дополнительного нагрева воздуха.

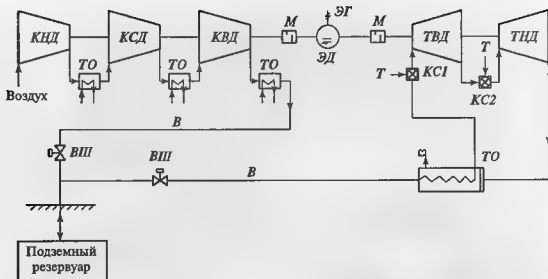


Рис. 3.3. Принципиальная схема воздушно-аккумулирующей газотурбинной ТЭС
 КНД, КСД, КВД — компрессоры низкого, среднего и высокого давления, ТВД, ТНД — газовые турбины высокого и низкого давления; Т — топливо, В — воздух; ВШ — воздушный шибер, М — саморасцепляющаяся муфта; КС — камера сгорания; ЭГ — электрогенератор; ЭД — электродвигатель

Если в обычной энергетической ГТУ примерно 2/3 внутренней мощности газовой турбины передается компрессору, то в ВАГТЭС для этой цели используется дешевая «ночная» электроэнергия. Электрогенератор и электродвигатель являются единым механизмом, а саморасцепляющиеся муфты на обоих его концах позволяют ему работать попеременно для привода компрессоров (ночью) и для выработки электроэнергии (днем). По сравнению с обычной газотурбинной ТЭС такая схема позволяет экономить до 67 % сжигаемого топлива (пример: ВАГТЭС типа «Макинтош» мощностью 110 МВт, США).

Солнечную энергию можно эффективно использовать для повышения мощности или экономии топлива на ПГУ с КУ. Солнце в этом случае выполняет топливосберегающую функцию (рис. 3.4). Через солнечные элементы, работающие по принципу прямоточного котла, пропускается часть питательной воды паротурбинной установки ПГУ, и в них генерируется пар определенных параметров. Последний поступает в часть НД паровой турбины. По мере подачи в нее пара, выработанного с использованием солнечной энергии, мощность энергетической ГТУ будет понижаться с одновременным сокращением потребляемого топлива (режим топливосбережения). Этот пар можно использовать для выработки электроэнергии и покрытия пиковой нагрузки в районах, где этот пик совпадает с временем интенсивного солнечного излучения (режим повышения мощности). При неизменных затратах органического топлива такой режим позволяет повысить выработку электроэнергии в районах, богатых солнцем, до 40 %. Для получения мощности 100 МВт необходима площадь солнечных элементов 0,6 км².

Техническое перевооружение и модернизация ТЭС. КПД производства электроэнергии на ТЭС, введенных в эксплуатацию два-три десятилетия назад, существенно ниже КПД современных ТЭС. Эти электростанции не отвечают также требованиям надежности, экологической чистоты, уровню автоматизации технологических процессов. При высокой доле расходуемого на ТЭС органического топлива (более 65 %) они должны иметь новые, улучшенные характеристики.

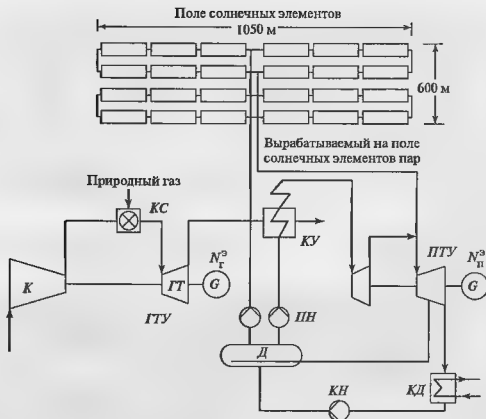


Рис. 3.4. Принципиальная тепловая схема ПГУ с использованием солнечной энергии

Для технического перевооружения ТЭС у энергетиков имеются два альтернативных пути:

1. Применение самых современных технологий производства энергии, в том числе с использованием газотурбинной и парогазовой технологий, прежде всего на имеющихся площадках действующих ТЭС. Это позволит использовать существующие связи с энергосистемой, элементы технического водоснабжения и топливоподачи, имеющуюся инфраструктуру, эксплуатационный персонал. При этом предполагается последовательный вывод из эксплуатации морально устаревшего и неэкономичного оборудования и параллельное строительство на ТЭС современных высокоэкономичных установок.

2. Использование имеющегося технического и научного потенциала для модернизации паросилового оборудования ТЭС в соответствии с современными требованиями.

В условиях России (как и в других странах) желательно решать эти проблемы с учетом «топливного» признака. В Европейской части страны, где доля природного газа на ТЭС превышает 80 %, целесообразно:

строительство крупных конденсационных ТЭС с ПГУ с КУ моноблочной компоновки на природном газе ВД магистральных газопроводов;

применение по экологическим соображениям природного газа в городских ТЭЦ с различными модификациями парогазовой технологии.

В районах расположения угледобычи возможно сооружение крупных пылеугольных энергоблоков суперсверхкритических параметров пара на расстоянии от угольных разрезов не более 500 км.

На рис. 3.5 показаны возможности повышения тепловой экономичности ТЭС при росте начальных параметров пара и совершенствовании технологиче-

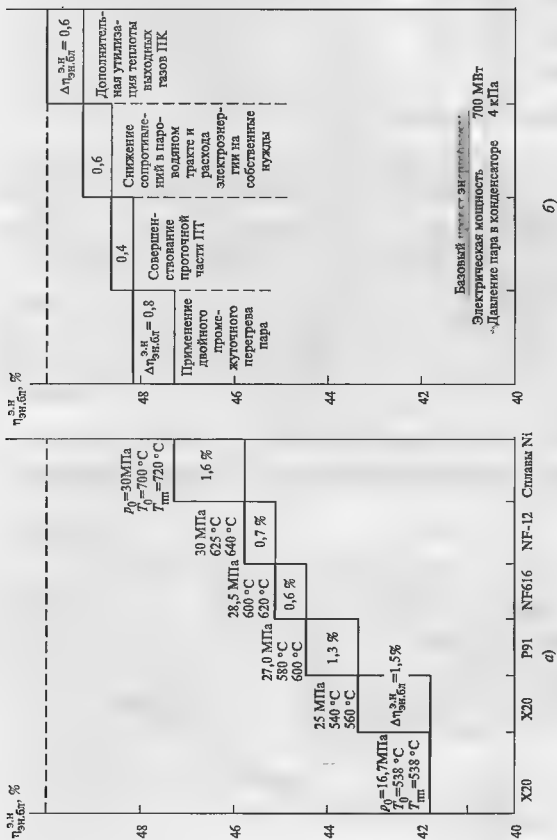


Рис. 3.5. Изменение экономичности энергоблоков ТЭС повышением качества конструкционных материалов (а) и совершенствованием элементов тепловых схем (б)

Таблица 3.2. Технические данные импортных углей

Происхождение угля	Низшая теплота сгорания, МДж/кг	Влаж- ность, %	Золь- ность, %	Содержание летучих, %	Сера, %	T*, °C
Австралия	26,9	8,9	11,9	39,0	0,4	1350
Китай	25,2	8,0	12,6	39,0	0,9	1365
Индонезия	23,8	16,0	4,7	47,0	0,6	1220
Южная Африка	24,5	9,0	14,0	25,0	0,5	1350
США	27,9	7,0	9,4	38,0	0,7	1480

* Температура начала деформации.

ских схем энергоблоков. Данные показывают, что в настоящее время реально на базе дальнейшего совершенствования неаустенитных сталей достичь начальной температуры пара 600 °С и КПД отпуска электроэнергии нетто 45 %.

Использование импортного угля экономически эффективно при транспортировке его на судах по возможности без перевалки до ТЭС. В табл. 3.2 приведены технические данные углей, предлагаемых на международном топливном рынке.

Пылеугольные и газомазутные энергоблоки в соответствии с современными экологическими нормами необходимо снабжать установками азото- и сероочистки. На рис. 3.6 приведена схема современной системы сероочистки известняком, а на рис. 3.7 — селективная каталитическая система эффективного снижения выбросов NO_x . В этой системе используются следующие катализаторы: TiO_2 , V_2O_5 , WO_3 , MoO_3 , оксиды Fe, Cr, цеолит.

Селективная каталитическая система имеет следующие преимущества:

простота конструкции и самого процесса при высокой эффективности (не менее 90 %);

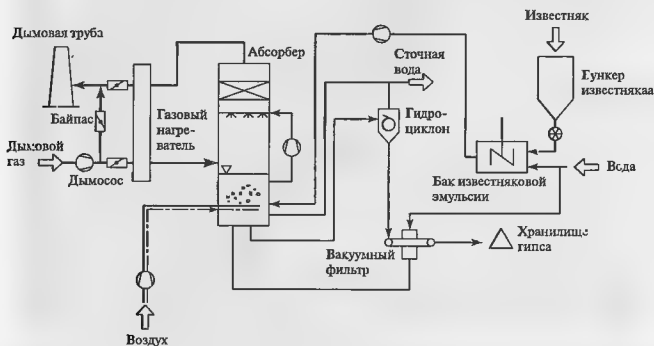


Рис. 3.6. Система сервоочистки дымовых газов наровых котлов с использованием известняка ($\text{CaCO}_3 + \text{SO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 1/2 \text{O}_2 \rightarrow \text{CaSO}_4 + 2\text{H}_2\text{O} + \text{CO}_2$)

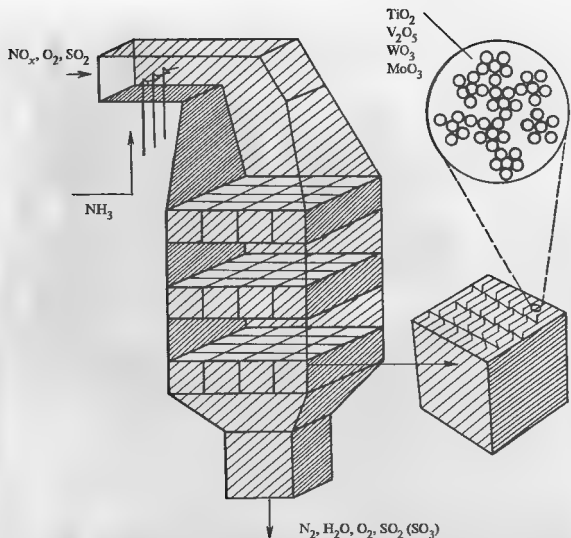


Рис. 3.7. Селективная каталитическая система подавления оксидов азота в газопроходе паровых котлов (система SCR)

безвредные побочные продукты;
возможность применения для запыленных газов.

Перспективен переход к парогазовой технологии с последующим использованием действующих на пылеугольных и газомазутных ТЭС ПТУ и существующего вспомогательного оборудования. Для реализации такой ПГУ с комбинированной схемой рядом с главным корпусом ТЭС следует построить здание для размещения энергетических модулей «ГТУ — КУ». Примером такой реконструкции может служить ТЭС «Peterhead» в Шотландии (рис. 3.8, 3.9). Пар, генерируемый в КУ ГТУ, поступает в отдельные отсеки проточной части паровой турбины, а сами КУ питаются конденсатом существующей ПТУ. Эта реконструкция позволила повысить КПД производства электроэнергии на ТЭС от 0,38 до 0,55 и снизить выбросы NO_x на 50 %.

Возможны разные технические решения при реконструкции российских ТЭС с энергоблоками 200, 300 и 800 МВт при использовании энергетических модулей «ГТУ — КУ» с современными высокоэкономичными энергетическими ГТУ.

Для газомазутной ТЭС с двумя энергоблоками 200 МВт применение рассматриваемого варианта ПГУ (две ПТУ типа К-200-300, среднегодовой КПД отпуска электроэнергии 35 %) при использовании ГТУ типа V94.3А



Рис. 3.8. Общий вид ТЭС «Peterhead» в Шотландии (Siemens)

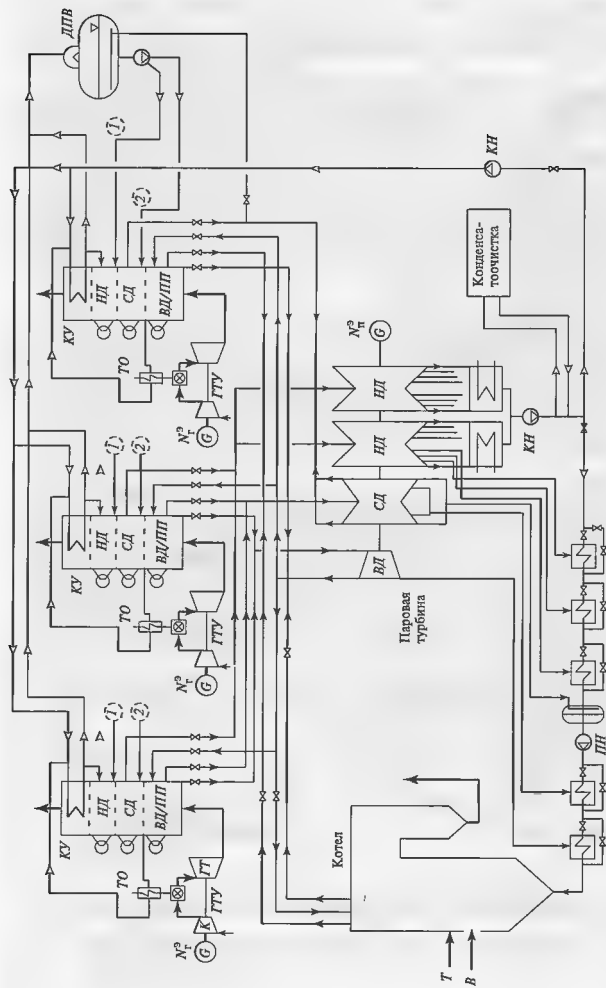
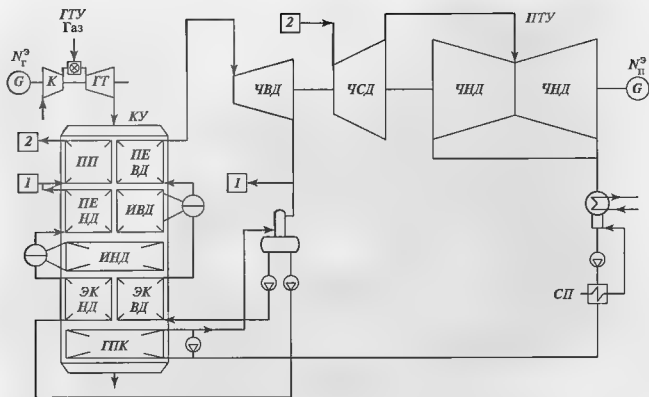
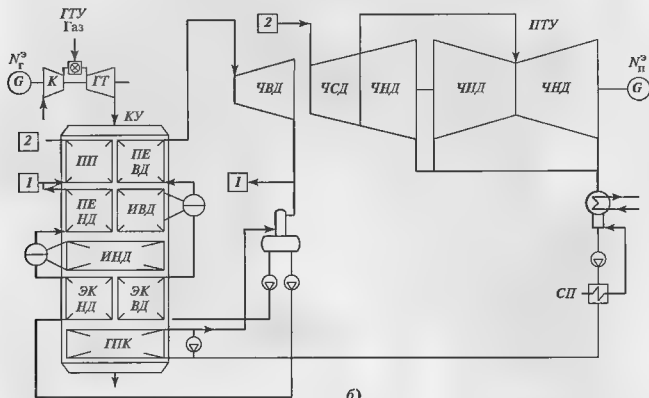


Рис. 3.9. Тепловая схема энергоблока ПГУ с комбинированной схемой на ТЭС «Peterhead» в Шотландии (Siemens)

ВД — высокое давление; СД — среднее давление; НД — низкое давление; ПП — промежуточный перегрев, Г — электрогенератор; ПН, КН — питательный и конденсатный насосы; ДПВ — деаэратор; Т — топливо; В — воздух; 1, 2 — питательная вода низкого и среднего давления



а)



б)

Рис. 3.10. Принципиальные тепловые схемы ПГУ с КУ для энергоблоков 200 МВт (а) и 300 МВт (б)

1, 2 — холодный и горячий пар промежуточного перегрева соответственно

(Siemens) дает возможность повысить КПД нетто до 54 %, сократить потребление природного газа на 39 % при общем снижении мощности ТЭС не более 6,5 %. Такая модернизация потребует инвестиций на уровне 315 долл/кВт (без учета налогов).

Тепловая электростанция с двумя энергоблоками 300 МВт может быть модернизирована при дополнительной установке двух энергомодулей «ГТУ типа V94.3A (Siemens) — КУ». В этом случае мощность ТЭС возрастет на 25 %, потребление природного газа сократится приблизительно на 16 %, а потребность в инвестициях составит около 285 долл/кВт (без учета налогов).

В НИЛ «ГТУ и ПГУ ТЭС» совместно с сотрудниками кафедры паровых и газовых турбин МЭИ выполнены поверочные расчеты проточной части паровых турбин 200, 300 и 800 МВт (ЛМЗ) и конструкторско-поверочные расчеты КУ для реконструкции действующих ТЭС. Перевооружение ТЭС по данной схеме позволит сэкономить за год до 20 % потребляемого природного газа (для РФ — $15 \cdot 10^9$ м³/год).

На рис. 3.10 приведены принципиальные тепловые схемы ПГУ с КУ для энергоблоков 200 и 300 МВт, а в табл. 3.4 и 3.5 даны технические данные этих энергоблоков, в которых сохранены ПТУ типов К-200-130 и К-300-240.

Перспектива интеграции России с европейскими и всемирными организациями предопределяет необходимость принятия ряда законов и подзаконных актов. Важное место при этом должно быть уделено гармонизации российских стандартов на энергогенерирующее оборудование с международными стандартами.

К числу наиболее известных международных и региональных организаций, занимающихся вопросами стандартизации энергогенерирующего оборудования относятся: Международная организация по стандартам ИСО (ISO — International Standardization Organization); Международная электротехническая комиссия МЭК (IEC — International Electrotechnical Committee); Европейский комитет по стандартизации (CEN — European Committee for Standardization); Европейский комитет по стандартизации в области электротехники и электроники (CENELEC — European Committee for Electrotechnical

Таблица 3.4 Технические данные парогазовых блоков с энергетическими модулями ГТУ типа V94.2 — КУ и паровой турбиной типа К-200-130

Показатель	ПТУ типа К-200-130 + + две ГТУ типа V94.2	ПТУ типа К-200-130 + + ГТУ типа V94.3A
Расход пара ВД, кг/с (т/ч)	87,2 (313,9)	64,3 (231,5)
Расход пара НД, кг/с (т/ч)	46,5 (167,4)	31,8 (114,5)
Внутренний относительный КПД ПТУ (усредненный), %	81,5	78,4
Мощность, МВт:		
ПТУ	164,4	108,9
ГТУ	320,8	272,3
ПГУ	485,2	381,2
КПД ПГУ (брутто), %	51,1	53,7
Удельный расход условного топлива, г/(кВт · ч)	240,7	229,1

Таблица 3.5 Технические данные парогазовых блоков с энергетическими модулями ГТУ типа V94.3A — КУ и паровой турбиной типа К-300-240

Показатель	ПТУ типа К-300-240 + + три ГТУ типа V94.2	ПТУ типа К-300-240 + + две ГТУ типа V94.3A
Расход пара ВД, кг/с (т/ч)	115,2(414,7)	129,9(467,6)
Расход пара НД, кг/с (т/ч)	94,1 (338,8)	67,0 (241,2)
Внутренний относительный КПД ПТУ (усредненный), %	81,2	81,5
Мощность, МВт:		
ПТУ	245,0	240,3
ГТУ	481,2	543,7
ПГУ	726,2	784,0
КПД ПГУ (брутто), %	51,3	55,4
Удельный расход условного топлива, г/(кВт · ч)	239,8	222,0

Standardization); Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации СНГ (МТС СНГ).

Потребность в гармонизации российских стандартов с международными аналогами связана с переходом экономики России на рыночную основу, а также с необходимостью устранить технические барьеры в международной торговле. Это будет способствовать упрощению экспорта российского энергооборудования в другие страны, а также облегчит использование передовых зарубежных технологий и энергооборудования в России. Вместе с тем в России и других странах-производителях этого оборудования сложились принципиально разные подходы к его стандартизации. Примером могут служить национальные стандарты: ANSI — American National Standard Institute, BSI — British Standard Institute, DIN — Deutsches Institut für Normung, AFNOR — Association Française de normalisation.

В настоящее время средняя степень гармонизации российских стандартов с международными оценивается экспертами на уровне 35 % общего числа стандартов ИСО/МЭК. Работа в этом направлении продолжается.

ПЕРЕЧЕНЬ ЭНЕРГБЛОКОВ В РАО «ЕЭС РОССИИ» ПО «ТОПЛИВНОМУ» ПРИЗНАКУ (2001 г.)

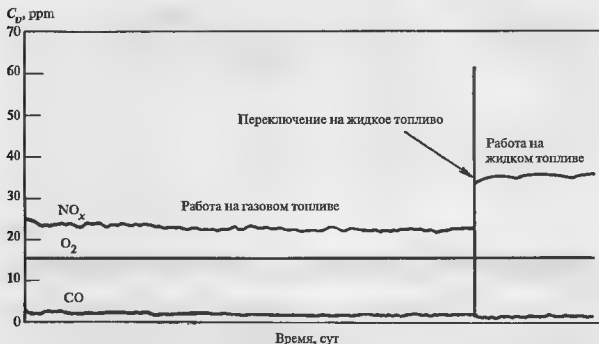
Энергоблок с турбиной типа	Число энергоблоков (мощность, МВт)			
	общее	на газе	на мазуте	на угле
К-200-130	76 (15 200)	44 (8800)		32 (6400)
К-300-240	77 (23 100)	44 (13 200)	6 (1800)	27 (8100)
К-500-240	7 (3500)	—	—	7 (3500)
К-800-240	14 (11 200)	12 (9600)	—	2(1600)
Всего энергоблоков	174 (53 000)	100 (31 600)	6 (1800)	68 (19 600)

Приложение 2

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОРГАНИЧЕСКОГО ТОПЛИВА, %, НА ЭНЕРГБЛОКАХ РАО «ЕЭС РОССИИ» (2001 г.)

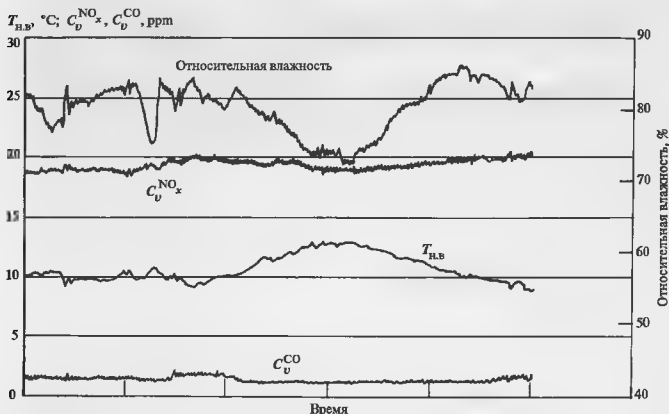
Энергоблок с турбинной типа	Энергоблок		
	на газе	на мазуте	на угле
К-200-130	62,8	1,9	35,3
К-300-240	60,3	11,1	28,3
К-500-240	—	1,1	98,9
К-800-240	87,4	1,4	1,2

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЫБРОСОВ С ВЫХОДНЫМИ ГАЗАМИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ



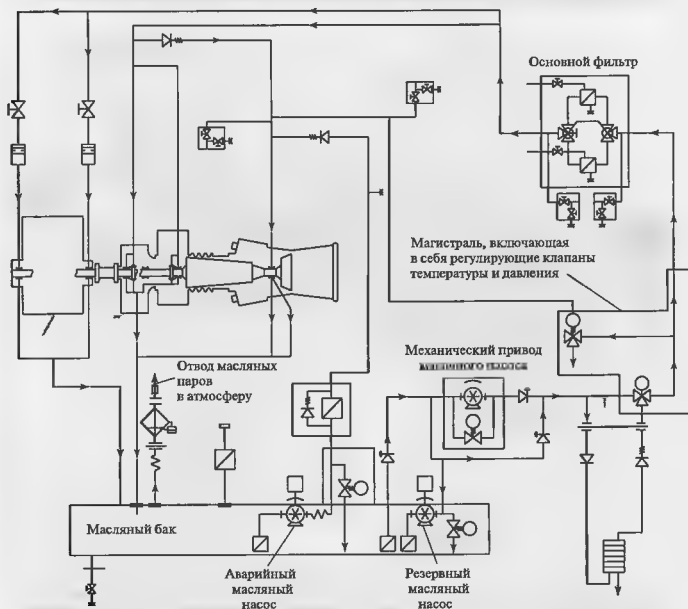
Изменение концентрации вредных выбросов в выходных газах энергетической ГТУ при переключении двухтопливной системы КС типа DLE (ABB—Alstom) с одного вида топлива на другой

24-ЧАСОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТЫ ГТУ «ТАЙФУН» МОЩНОСТЬЮ 4,9 МВт (БАЗОВАЯ НАГРУЗКА)

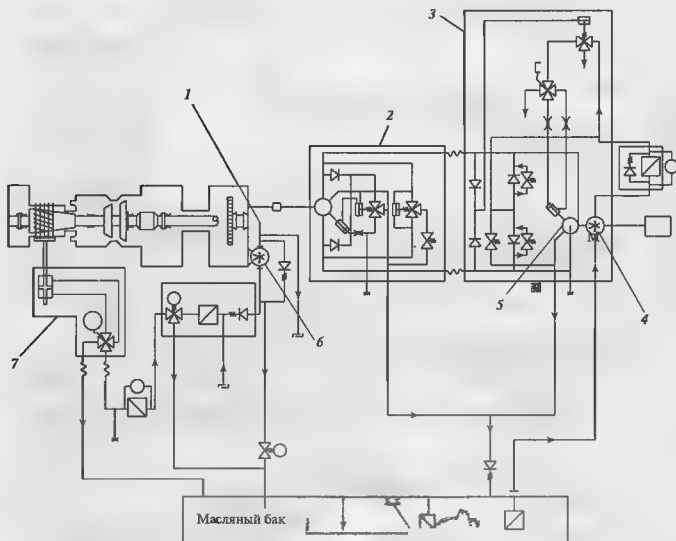


Типичные суточные характеристики выходных газов энергетической ГТУ с КС типа DLE (ABB—Alstom)

СХЕМА МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ «ТАЙФУН» (ALSTOM)

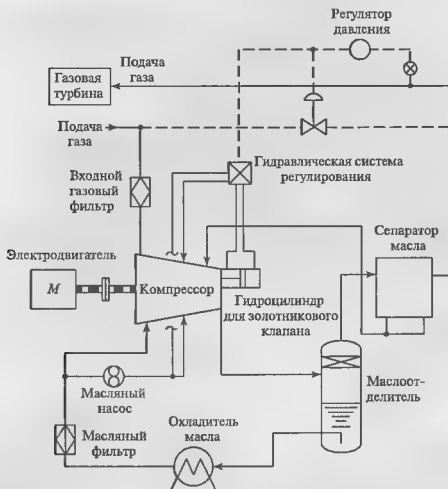


**СХЕМА СИСТЕМЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПУСКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ «ТАЙФУН»
И ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ВХОДНОЙ НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ УСТАНОВКИ (ALSTOM)**



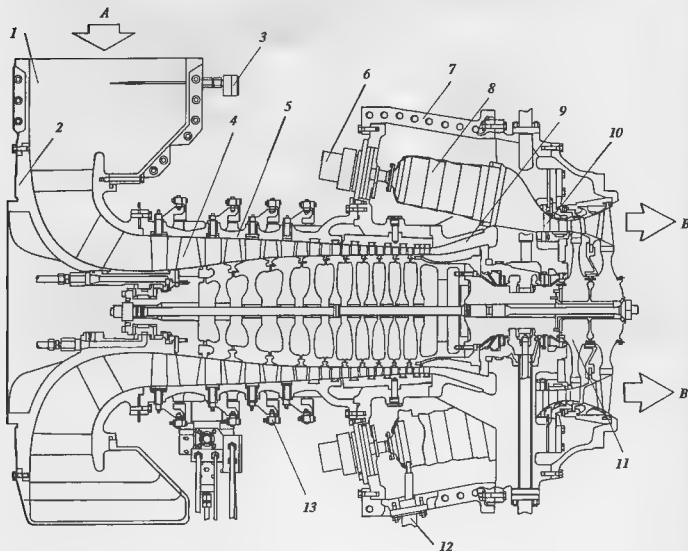
1 — подача масла из масляной системы двигателя (турбины); 2 — осевой поршневой стартер гидравлической системы пуска; 3 — гидравлическая система пуска; 4 — бустерный масляный насос (приводимый от электродвигателя переменного тока); 5 — осевой поршневой насос гидравлической системы пуска; 6 — насос (механический), приводящий в действие ВНА; 7 — магистраль исполнительного механизма ВНА

СХЕМА ПОДКЛЮЧЕНИЯ ДОЖИМНОГО КОМПРЕССОРА В СИСТЕМУ ТОПЛИВОПОДАЧИ ПРИРОДНОГО ГАЗА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ «Tornado» (ALSTOM)

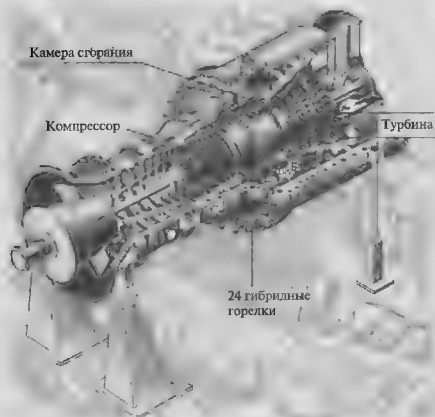


РАЗРЕЗ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ «TEMPEST» (ALSTOM)

- 1 — кожух компрессора забора воздуха;
- 2 — корпус входного подшипника;
- 3 — термопара для измерения температуры забираемого воздуха;
- 4 — поворотное устройство компрессора;
- 5 — корпус компрессора и аппарат лопаток статора;
- 6 — струйная горелка;
- 7 — камера сгорания;
- 8 — труба;
- 9 — диффузор;
- 10 — переходной канал и сопловой направляющий аппарат;
- 11 — турбинная установка;
- 12 — запальная свеча;
- 13 — управляющий механизм регулируемого направляющего аппарата;
- А — забор воздуха в компрессор;
- В — выходные газы ГТУ



ОБЩИЙ ВИД ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ ТИПА V94.3A (SIEMENS)

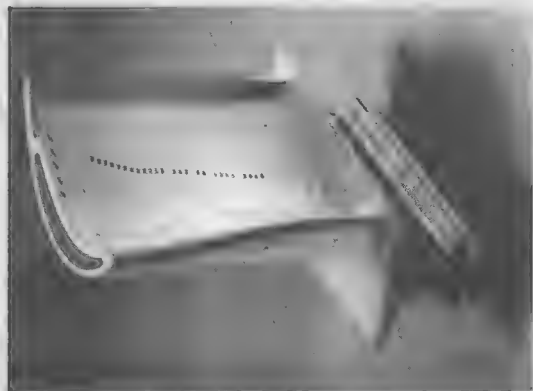


Модель газовой турбины	Мощность брутто, МВт	КПД брутто, %	Расход уходящих газов, кг/с	Температура уходящих газов, °C
V64 3A	67	36,8	191	589
V94 2A	130	35,2	520	585
V94 3A	265	38,5	656	584

РОТОР ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ СЕРИИ «ЗА» (SIEMENS)



РАБОЧАЯ (а) И СОПЛОВАЯ (б) ЛОПАТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ ГТУ СЕРИИ «ЗА» С ПЛЕНОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ (SIEMENS)



а)



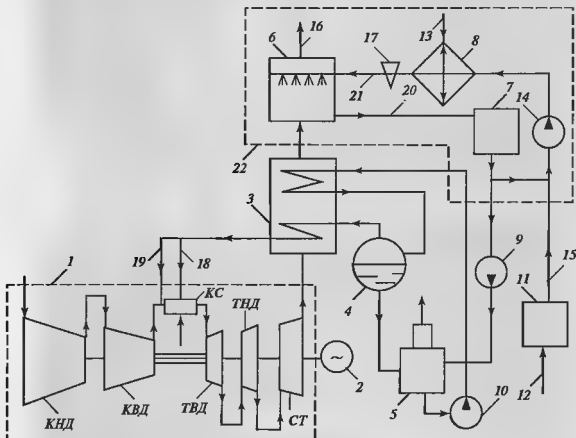
б)

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА «ВОДОЛЕЙ»

В НПО «Машпроект» (Украина) разработаны энергетические ГТУ типа «Водолей» мощностью 16 и 25 МВт, в которых организованы подача пара в проточную часть установки и его регенерация из парогазовой смеси в контактном конденсаторе — газоохладителе. Для этой цели парогазовый цикл STIG дополнен конденсатором, устанавливаемым на выходном патрубке КУ. Газы охлаждаются до точки росы, а пары переходят в жидкую фазу, которую собирают и возвращают в основной бак для последующей рециркуляции. При этом удается уловить воду, полученную в результате химической реакции в процессе сгорания топлива.

Подвод части пара в зону горения камер сгорания ГТУ существенно снижает выбросы NO_x .

В условиях ISO установки «Водолей-16» и «Водолей-25» имеют КПД производства электроэнергии брутто соответственно 43 и 45 %.



Принципиальная схема энергетической установки «Водолей»

КНД — компрессор низкого давления; КВД — компрессор высокого давления; КС — камера сгорания; ТВД — турбина высокого давления; ТНД — турбина низкого давления; СТ — силовая турбина; 1 — газотурбинный двигатель; 2 — генератор; 3 — котел-утилизатор; 4 — сепаратор; 5 — деаэратор; 6 — контактный конденсатор; 7 — резервуар для хранения воды; 8 — охладитель конденсированной воды; 9 — питательный насос; 10 — циркуляционный насос; 11 — система водоподготовки котла; 12 — подача технической воды к системе водоподготовки; 13 — подача технической воды к системе охлаждения конденсированной воды; 14 — насос конденсированной воды; 15 — пополнение воды котла; 16 — выходное устройство; 17 — фильтр конденсированной воды; 18 — подача пара для повышения мощности; 19 — подача пара для уменьшения выбросов NO_x ; 20 — дренаж из конденсатора; 21 — подача охлаждающей воды к конденсатору; 22 — система охлаждения

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СОВРЕМЕННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ

Энергетические ГТУ в основном применяются для привода электрогенератора заданных мощности и частоты вращения. Их эксплуатируют в пиковом, полупиковом и базовом режимах работы автономно для выработки электроэнергии или в тепловой схеме установки, в которой происходит утилизация большей части теплоты ее выходных газов (парогазовые ТЭС, газотурбинные ТЭЦ и др.).

Газотурбинные установки должны быть рассчитаны для работы с использованием двух видов топлива: природного газа (ГОСТ 5542-87) и жидкого топлива (ГОСТ 305-82). В отдельных случаях оговаривают использование и других видов топлива: низкокалорийных газов газификации, попутного газа, высококачественного мазута.

Увеличение электрической мощности ГТУ до 10 % номинальной возможно при повышении начальной температуры газов перед ГТ.

Основные требования к конструкции ГТУ:

1. Взрывопожаробезопасность при пусках, остановках и работе под нагрузкой. Недопустимы скопления и застой газообразного топлива и паров жидкого топлива как в проточной части ГТУ, так и в выходных газоходах, включая дымовую трубу.

2. Предотвращение проникновения в окружающее ГТУ пространство продуктов сгорания, масла и др. Оградительные устройства должны защищать обслуживающий персонал от контакта с горячими (выше 45 °С) поверхностями.

3. Энергетическая ГТУ должна иметь климатическое исполнение и категорию размещения в соответствии с ГОСТ 15150-69. Ее оборудование должно выдерживать сейсмические воздействия интенсивностью не менее 7—8 баллов по шкале MSK-64. Для конкретной ТЭС могут быть внесены уточнения.

4. Компрессор ГТУ должен обеспечивать устойчивую работу, экономичное сжатие и подачу воздуха в КС на пусковых и рабочих режимах, при различных нагрузках и температурах наружного воздуха.

Запас устойчивости на рабочих режимах должен находиться в пределах 15—20 %.

В конструкции компрессора должна быть предусмотрена его очистка моечной жидкостью для восстановления производительности, основных параметров и экономичности.

Эксплуатация ГТУ осуществляется с использованием комплексного воздухоочистительного устройства. Среднегодовая запыленность воздуха перед компрессором должна быть не более 0,3 мг/м³ с концентрацией пыли (с размером частиц более 20 мкм) не выше 0,03 мг/м³.

5. Газовая турбина ГТУ должна быть снабжена надежной системой охлаждения в соответствии с передовыми достижениями в этой области. Могут быть использованы различные методы защиты и охлаждения сопловых и рабочих лопаток с применением циклового воздуха, парового охлаждения и пр.

Лопатки первых ступеней газовой турбины должны иметь стойкие и антикоррозийные покрытия, удлиняющие срок их эксплуатации.

На выходе из газовой турбины устанавливают диффузор, восстанавливающий не менее 80 % энергии выходных газов и повышающий давление газов в газоходах за ГТУ.

6. Характеристики *камеры сгорания* ГТУ должны соответствовать требованиям ГОСТ 29283-92. В процессе эксплуатации КС обеспечивает полное устойчивое сжигание топлива (основного и резервного) на всех пусковых и рабочих режимах. Окружная неравномерность температурного поля в КС должна быть не более 10 % среднего значения балансовой температуры в каждой из пламенных труб, должны быть исключены вибрационное горение, срывы пламени при резких изменениях режима работы ГТУ.

Камеру сгорания оснащают эффективной системой зажигания топлива и контроля факела. На ее корпусе предусматривают смотровые лючки визуального контроля.

7. Энергетическая ГТУ должна иметь надежную систему разворота вала и пуска установки. Для этих целей в зависимости от единичной мощности ГТУ используют: тиристорное пусковое устройство, электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания, сжатый воздух и др., предусматривают возможность нормального и ускоренного пуска с автоматической синхронизацией электрогенератора с сетью.

Нормальное разгружение и останов ГТУ должны осуществляться автоматическим воздействием на один управляющий орган по соответствующей программе.

Автоматический пуск ГТУ должен включать в себя этап продувки газозащитного тракта в течение 5 мин с расходом воздуха не менее 20 % номинального.

После выбега ротора ГТУ при останове должны быть перекрыты всасывающий и выходной тракты.

8. В *топливной системе* ГТУ необходимо предусмотреть оборудование для подогрева жидкого и газообразного топлива. Система питания должна обеспечивать равномерное распределение топлива между горелками и пламенными трубами. Дренажные устройства топливной системы должны исключить возможность попадания топлива на детали ГТУ, электрического генератора и возбuditеля, а также в помещение, где расположена ГТУ.

Давление природного газа в топливной системе (перед стопорным клапаном) следует поддерживать в установленных пределах (см. гл. 3), т.е. оно не должно превышать давление воздуха в КС более чем на 50 %.

Стопорные и регулирующие топливные клапаны ГТУ выполняют плотными. Они «расхаживаются» на полный ход перед каждым пуском, а также ежедневно на часть — хода — при непрерывной работе. Не реже 1 раза в месяц проверяют плотность топливных клапанов ГТУ.

9. *Масляную систему* ГТУ проектируют для работы как на нефтяных, так и на синтетических турбинных маслах (марок ТП-22, ОМТИ и др.) В ней не должно быть утечки и выброса масла через уплотнения корпусов подшипников, безавартичных потерь масла при сменах и регенерации масла, ремонте ГТУ и вентиляции масляного бака. Все эти потери не должны превышать 5 % количества масла в масляной системе в год.

В масляной системе, как правило, устанавливают два маслососа полной производительности с приводом от электродвигателей переменного тока (рабочий плюс резервный) и один резервный насос полной производительности с приводом от электродвигателя постоянного тока.

На случай потери электрического питания собственных нужд в конструкции ГТУ предусматривают устройство питания маслом подшипников на выбеге ротора.

Энергетическую ГТУ оснащают системой гидродожима ротора с необходимым оборудованием и комплектующими изделиями.

10. При маркировке энергетической ГТУ обозначается (маркируется) ее номинальная мощность в базовом режиме по условиям ISO. Это электрическая мощность *брутто*, измеренная на выводах электрогенератора.

Электрическая мощность ГТУ *нетто* определяется с учетом мощности, затрачиваемой на привод следующих вспомогательных механизмов:

дожимного газового компрессора с самостоятельным приводом;

топливного, масляного и водяного насосов, имеющих самостоятельные приводные механизмы (электродвигатели);

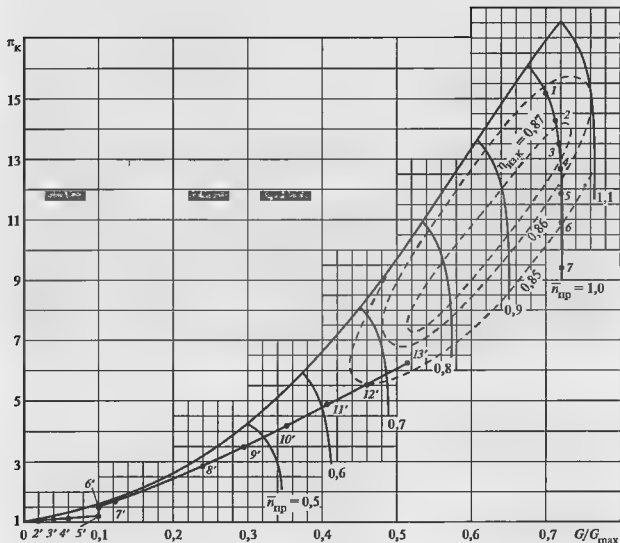
привода вентиляторов, включая вентиляторы градирен (если они имеются).

11. В процессе эксплуатации допускается снижение номинальной мощности ГТУ при номинальной начальной температуре газов на входе в газовую турбину в течение межремонтного периода не более чем на 4 %, а электрического КПД — не более 2 %.

12. Допустимые значения общей вибрации на рабочих местах в помещениях, где работают энергетические ГТУ, должны соответствовать ГОСТ 25364-97.

13. Создаваемый работающей ГТУ шум (звук) не должен превышать 80 дБ на расстоянии 1 м от установки. На электростанциях, расположенных рядом с населенными пунктами, уровень шума на расстоянии 100 м от всаса или выхлопа ГТУ не должен превышать 45 дБ.

При составлении приложения П.12 использованы разработки АО «ВТИ», отечественных и зарубежных фирм-производителей оборудования.



**Газодинамическая характеристика осевого компрессора ГТУ типа ГТД-45-У (проект)
ОАО «Турбомоторный завод», г. Екатеринбург**

Значения $T_{нт}$ в точках 1—7 на изодроме $\bar{n}_{пр} = 1,0$ соответственно равны: 1 — 1700 К, 2 — 1600 К; 3 — 1500 К, 4 — 1400 К; 5 — 1300 К; 6 — 1200 К; 7 — 1000 К. Физическая частота вращения $n_{ф} = 6000$ об/мин; расход воздуха в расчетном режиме (по ISO) через компрессор $G_{кр} = 124$ кг/с. Точки 2'—13' соответствуют пусковым режимам, точки 1—7 — переменным режимам при $T_{нв} = +15$ °С (условия ISO)

Таблица П.13 1. Характеристики пусковых режимов компрессора ГТУ-45-У

Показатель	Пусковые режимы											
	2'	3'	4'	5'	6'	7'	8'	9'	10'	11'	12'	13'
Температура рабочего тела перед ГТ T^* , К	288	288	288	288	800	807	839	855	872	888	904	921
Массовый расход воздуха в осевом компрессоре G_k , кг/с	3,54	7,07	10,61	16,98	16,98	21,14	41,45	51,31	61	70,51	79,85	89,03
Степень повышения давления воздуха в компрессоре, π_k	1,045	1,071	1,112	1,221	1,495	1,699	2,885	3,522	4,17	4,825	5,484	6,146
Степень расширения рабочего тела в ГТ, $\pi_{ГТ}$	1,008	1,033	1,073	1,179	1,442	1,639	2,784	3,398	4,024	4,656	5,292	5,931
$G/G_{\max}$	0,0205	0,0411	0,0616	0,0986	0,0986	0,1227	0,2406	0,2979	0,3541	0,4093	0,4636	0,5169
Изоэнтропный КПД компрессора η_k , %	45,1	48,1	50,3	55,8	55,8	58,7	70,5	74,8	78,5	81,9	83,9	85,6
Внутренняя мощность, потребляемая компрессором, $N_{i,k}$, кВт	26	75	169	466	964	1532	5412	7727	10 189	12 733	15 513	18 418
КПД ГТ $\eta_{ГТ}$, %	69,5	70,6	72,3	74,4	74,4	75,6	80,7	82,4	83,9	85,1	86,0	86,6
Внутренняя мощность ГТ $N_{i,ГТ}$, кВт	1	10	33	125	756	1282	5435	8188	11 267	14 642	18 207	21 956
Относительная приведенная частота вращения компрессора $\bar{n}_{пр}$	0,081	0,112	0,147	0,203	0,203	0,241	0,425	0,517	0,607	0,695	0,782	0,865
Физическая частота вращения компрессора n_{ϕ} , об/мин	485	673	885	1217	1217	1448	2550	3100	3640	4170	4690	5192
Момент, создаваемый пусковым устройством ($N_{пу} = 2 \text{ МВт}$), $M_{пу}$, Н·м	4750	4750	4750	4750	4750	4450	3000	2300	1000	—	—	—
Расход топлива в КС ГТУ $B_{ГТ}$, кг/с	0	0	0	0	0,118	0,143	0,264	0,323	0,384	—	—	—
Продолжительность пускового режима, с	40	45	66	123	213	246	416	493	551	—	—	—

Таблица П.13.2. Характеристики переменных режимов компрессора ГТУ-45У
при $T_{н,г} = \text{var}$, $T_{н,в} = +15^\circ\text{C}$

Показатель	$T_{н,г}, \text{K}$						
	1700	1600	1500	1400	1300	1200	1000
Приведенный расход воздуха в компрессоре $G_{пр}, \text{кг/с}$	121,14	122,87	124,42	124,6	124,77	124,77	124,94
Степень повышения давления воздуха в компрессоре π_k	15,066	14,336	13,527	12,688	11,831	10,961	9,246
Изэнтропный КПД компрессора $\eta_k, \%$	86,1	86,5	87,0	86,7	85,8	85,2	84,4

Примечание. Относительная приведенная частота вращения компрессора $\bar{n}_{пр} = 1$

Таблица П.13.3. Характеристики переменных режимов компрессора ГТУ-45У
при $T_{н,в} = \text{var}$, $T_{н,г} = 1500 \text{ K}$

Показатель	$T_{н,в}, ^\circ\text{C}$				
	+35	+25	+15	0	-25
Относительная приведенная частота вращения компрессора $\bar{n}_{пр}$	0,967	0,983	1,0	1,027	1,078
Приведенный расход воздуха в компрессоре $G_{пр}, \text{кг/с}$	116,01	119,82	123,98	130,31	140,83
Степень повышения давления воздуха в компрессоре π_k	12,688	13,089	13,527	14,194	15,303
Изэнтропный КПД компрессора $\eta_k, \%$	86,7	86,8	87	86,5	85,9

1. Андриященко А.И. Основы технической термодинамики реальных процессов. М.: Высшая школа, 1975.
2. Абрамов В.И., Чижов В.В. Основы проектирования и расчета стационарных ГТУ. М.: Издательство МЭИ, 1988.
3. Костюк А.Г., Шерстюк А.Н. Газотурбинные установки. М.: Высшая школа, 1979.
4. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. М.: Энергия, 1968.
5. Ольховский Г.Г. Энергетические газотурбинные установки. М.: Энергоатомиздат, 1985.
6. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1984.
7. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства воздуха и продуктов сгорания топлив. Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1984.
8. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. М.: Энергоатомиздат, 1987.
9. Стационарные газотурбинные установки: Справочник / Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов и др. Л.: Машиностроение, 1989.
10. Старожук Я.П. Камеры сгорания стационарных газотурбинных и парогазовых установок. Л.: Машиностроение, 1978.
11. Соколов В.С. Газотурбинные установки. М.: Высшая школа, 1986.
12. РТМ 108.022.11-83. Установки газотурбинные и парогазовые. Расчет и проектирование камер сгорания. Л.: НПО ЦКТИ, 1984.
13. ГОСТ 29328-92. Установки газотурбинные для привода турбогенераторов. Общие технические условия. М.: Изд-во стандартов, 1992.
14. Расчет показателей тепловых схем и элементов газотурбинных и парогазовых установок электростанций / С.В. Цанев, В.Д. Буров, С.Н. Дорофеев и др. М.: Издательство МЭИ, 2000.
15. Росляков П.В., Егорова Л.Е., Ионкин И.Л. Методы расчета вредных веществ с дымовыми газами котлов / Под ред. М.А. Изюмова. М.: Издательство МЭИ, 2000.
16. Тепловой расчет котлов. (Нормативный метод.) — 3-е изд. СПб.: НПО ЦКТИ, 1998.
17. РД 34.02.305-98. Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС. М.: ВТИ, 1998.
18. Андриященко А.И., Лапинов В.Н. Парогазовые установки электростанций. М.: Энергия, 1965.
19. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г. Комбинированные установки с газовыми турбинами. Л.: Машиностроение, 1982.
20. Аэродинамический расчет котельных установок. (Нормативный метод.) / Под ред. С.И. Мочана. Л.: Энергия, 1977.
21. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник ГСССД Р-776-98. М.: Издательство МЭИ, 1999.
22. Безлепкии В.П. Парогазовые и паротурбинные установки электростанций. СПб.: СПбГТУ, 1997.
23. Гидравлический расчет котельных агрегатов. (Нормативный метод.) / Под ред. В.А. Лакшина. М.: Энергия, 1978.
24. РД 34.08.552-95. Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования. М.: ОРГРЭС, 1995.
25. Резников М.И., Липов Ю.М. Паровые котлы тепловых электростанций. М.: Энергоиздат, 1981.

26. Зысин В.А. Комбинированные парогазовые установки и циклы. М.: Госэнергоиздат, 1962.
27. Соколов Е.Я., Мартынов В.А. Методы расчета основных энергетических показателей паротурбинных, газотурбинных и парогазовых теплофикационных установок. М.: Изд-во МЭИ, 1996.
28. Термодинамические свойства воздуха / В.В. Сычев, А.А. Вассерман, А.Д. Козлов и др. / ГСССД. Серия монографий. М.: Изд-во стандартов, 1978.
29. Тепловые схемы ТЭС и АЭС / Под ред. С.А. Казарова. СПб.: Энергоатомиздат, 1995.
30. Технические требования к маневренности энергетических парогазовых установок блочных ТЭС. М.: ОРГРЭС, 1996.
31. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок / Под ред. А.И. Леонтьева. М.: Машиностроение, 1985.
32. РТМ 108.020.22-84. Установки парогазовые стационарные. Методика расчета тепловых схем установок и высоконапорных парогенераторов. Л.: НПО ЦКТИ, 1985.
33. Цанев С.В., Чухин И.М. Расчет на ЭВМ тепловых схем газотурбинных установок в составе ПГУ ТЭС. М.: МЭИ, 1986.
34. Цанев С.В., Буров В.Д., Конакотин Б.В. Расчет на ЭВМ утилизационного парового котла в схеме ПГУ. М.: Изд-во МЭИ, 1996.
35. Утилизационные газодводяные теплообменники в схемах паротурбинных и газотурбинных электростанций / С.В. Цанев, В.Д. Буроа, А.П. Дудко и др. М.: Издательство МЭИ, 1997.
36. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок / Ю.С. Елисеев, Э.А. Манушин, В.Е. Михальцев и др. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000.
37. ГОСТ 4.433-86. Установки газотурбинные стационарные. Номенклатура показателей. М.: Изд-во стандартов, 1986.
38. ГОСТ 23290-78. Установки газотурбинные стационарные. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1978.
39. Повышение экологической безопасности тепловых электростанций / А.И. Абрамов, Д.П. Елизаров, А.Н. Ремезов и др.; Под ред. А.С. Седлова. М.: Издательство МЭИ, 2001.
40. Эффективное оборудование и новые технологии — в российскую тепловую энергетику: Сб. докладов / Под общ. ред. Г.Г. Ольховского. М.: АООТ «ВТИ», 2001.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

- Аварийность ГТУ и ПГУ 170, 171
- Аккумулятор горячей воды (теплоты) 462
- Аппарат входной направляющий 39, 41
- Аппарат поворотный направляющий 41

Б

- Баланс материальный в тепловой схеме установок 193, 194
 - тепловой в тепловой схеме установок 300, 329, 334, 382, 442
- Бороскоп 184

В

- Водоснабжение ТЭС техническое 377
- Впрыск воды/пара в КС ГТУ 208
- Время разгона ГТУ 146, 151
- Время эксплуатации ГТУ эквивалентное 171
- Выброс загрязняющих атмосферу веществ 184
- Выработка электроэнергии на тепловом потреблении удельная 393, 446

Г

- ГТУ газоперекачивающих агрегатов 268
 - с замкнутым циклом 23
 - с разомкнутым циклом 23
 - фирм России 226
 - фирмы ABB 242
 - Alstom 254
 - General Electric 247
 - Mitsubishi 254
 - Siemens 237
 - Solar 258
 - Westinghaus 249
- Граница запаса устойчивости компрессора 50, 51
- График температурный тепловых сетей 407, 453
 - электрической нагрузки 196, 212

Д

- Давление воды питательного насоса 302
 - газов ГТ начальное 27, 92
 - топливного газа 56, 395
- Диаграмма Q, T теплообмена в котле 272, 279
 - режимов работы ГТУ-ТЭЦ 463
 - — ПГУ-ТЭЦ 407, 408
- Диффузор газовой турбины 103

- Дожигание топлива в среде выходных газов ГТУ 14, 83, 334, 346, 420
- Доля расхода электроэнергии на собственные нужды 196, 333, 394

Е

- Единая энергетическая система России (ЕЭС России) 555

Ж

- Жаропрочность 68, 104
- Жаростойкость 68, 101

З

- Загрязнение атмосферы 184
- Запас по помпажу компрессора ГТУ 50, 51
- Зона горения топлива в КС ГТУ 67, 69
 - обратных токов в КС ГТУ 70
 - смешения в КС ГТУ 67

И

- Интенсивность охлаждения 109

К

- Камера дожига топлива 83
 - сгорания ГТУ 62
 - — «мокрая» ГТУ 60
 - — секционная ГТУ 65, 66
 - «сухая» ГТУ 62
 - — трубчато-кольцевая ГТУ 62, 66
- Комбинированное производство электрической и тепловой энергии (см. *теплоэлектроцентраль*) 382, 432
- Компоновка главного корпуса ГТУ ТЭС 235
 - — ПГУ ТЭС 372
 - котла-утилизатора вертикальная 289
 - — горизонтальная 287
 - ПГУ многовальная 277
 - — одновальная 285
- Компрессор дожимной топливный винтовой 398
 - — — поршневой 395
 - — — осевой ГТУ 39
- Концентрация вредных выбросов 185
 - газа в воздухе взрывоопасная 147
- Коррозия элементов ГТУ 176
- Котел паровой 488, 502
 - с циркулирующим кипящим слоем 538
 - утилизатор 287
 - — прямоточный 317

Коэффициент безотказности пусков 155
 — вынужденных простоев 156
 — готовности пусков 155
 — запаса устойчивости компрессора 51
 — избытка воздуха в КС ГТУ 81
 — использования теплоты топлива 393, 446
 — относительной мощности ПГУ 334, 392
 — полезного действия внутреннего цикла Брайтона 31
 — — — газовой турбины 31, 32
 — — — компрессора изотропный 44
 — — — политропный 44
 — — — механический 35
 — — — производства тепловой энергии 393, 445
 — — — — электроэнергии 35, 392, 445
 — — — — термический цикла Брайтона 28
 — — — электрический генератора 35
 — полноты сгорания топлива в КС ГТУ 56
 — снижения электрической мощности ГТУ 306
 — сохранения теплоты 301
 — теплоотдачи 315
 — теплопередачи 301
 — теплофикации 385, 386
 — технического использования 155

Л

Лопатки рабочие газовой турбины 99
 — — компрессора 41, 43
 — сопловые газовой турбины 107
 — — компрессора ГТУ 41, 43

М

Максимум электрической нагрузки 150, 367
 Маневренность энергетических ПГУ 363
 Метод разделения расхода топлива на ТЭЦ 391
 Модуль энергетический 463
 Мощность установки на муфте механическая 35
 — — электрическая ГТУ 35
 — — ПГУ 12, 333

Н

Нагрузка базовая 149
 — пиковая 150
 — частичная 149, 197
 Надстройка теплофикационных систем с помощью ГТУ 470
 Напор температурный 274
 Начальные параметры пара сопряженные 330

О

Останов ГТУ аварийный 155
 — — плановый (штатный) 154

Отношение мощности компрессора ГТ в ГТУ 31

Охлаждение испарительное 206
 Очистка компрессора и ГТ 179

П

Параметры наружного воздуха по ISO 48, 189
 — полиого торможения газов 27
 — ПГУ контактного типа 19
 — сбросного типа 15
 — с внутренней газификацией угля 19
 — с высоконапорным парогенератором 17
 — с двигателями внутреннего сгорания 48
 — с дожиганием топлива 14
 — с котлом-утилизатором 13
 — с параллельной схемой работы 15
 — с полувисимой схемой работы 17
 — с реактором частичного окисления 20
 — с установкой внешнего горения 21
 — с циркулирующим кипящим слоем под давлением 20

Площадь поверхности нагрева котла 289, 301

— — — теплообменника 446

Подогреватель сетевой 385, 386

Показатель тепловой экономичности ГТУ 35

— — — ГТУ-ТЭЦ 445

— — — годовой 412

— — — котла-утилизатора 307
 ПГУ 330

— — — ПГУ 333, 496, 506, 514

— — — ПГУ-ТЭЦ 389

Показатели энергетические установки 35, 330, 333, 389, 506

Продолжительность отопительной нагрузки 414

— отопительного сезона 419

Пуск энергетической ГТУ 145

— — ПГУ с КУ 363, 365

Р

Работа расширения газа в ГТ 26

Расход воздуха приведенный 50

— — действительный 48, 49

— условного топлива удельный 35, 393, 446

Расчет котла-утилизатора тепловой конструкции 299, 300

— — поверочный 306

Регулирование нагрузки ГТУ 196

— ПГУ с КУ 369

— отпуска теплоты на ГТУ-ТЭЦ 442, 455

— — — — ПГУ-ТЭЦ 407, 415

С

Синхронизация энергетической ГТУ с энергосистемой 147

Система автоматического регулирования и управления ГТУ 212

— антипомпажная компрессора ГТУ 52

— диагностики элементов ГТУ 183

— маслоснабжения ГТУ 124, 557

— охлаждения деталей ГТ 104

— противопожарная ГТУ ТЭС 144

— топливоподдачи ГТУ 120

— — — ТЭС 131, 132

— управления входным и поворотным и направляющим аппаратами компрессора ГТУ 558

Скорость рабочего тела в трубопроводах рекомендуемая 302

Смесь топливо-воздушная в КС ГТУ 71, 72

Способность сети аккумулирующая 50

Станция дожимная компрессорная 359

Степень бинарности ПГУ с КУ 274

— повышения давления воздуха в компрессоре 27

расширения газов в ГТ 27

— регенерации в цикле Брайтона 36

Степень газовой турбины 95, 96

— осевого компрессора 41, 43

Схема ГТУ тепловая 24, 88

— — — с промежуточным перегревом газа 88

— ПГУ с котлом-утилизатором одно-
контурная 274, 340

— — — двухконтурная 278

— — — трехконтурная 282

— — — с промежуточным перегревом пара 282

Схема ПГУ с КУ пусковая 363

— принципиальная тепловая ГТУ 24, 88

ГТУ-ТЭЦ 434, 442

— — — котла-утилизатора 274, 278, 288

— — — ПГУ 17, 19, 272, 490, 505, 512, 524

— — — ПГУ-ТЭЦ 386, 387

— — — ПТУ 322

Т

Теплоемкость истинная 192

Теплообменник газовой 433

Теплота сгорания топлива 82, 333

Теплофикация 382, 432

Теплоэлектроцентраль 382, 432

газотурбинная комбинированная 432

— парогазовая 382

Температура газов ГТ начальная 92, 94

— наружного воздуха 48, 189

— — — расчетная при отпуске теплоты на ТЭЦ 414

Токсичность выходных газов ГТУ 184

Толщина стенки трубопровода 287

Тракт пароводяной 277, 278, 386, 490

Требования безопасности на ТЭС 565

Триггерация 474

Турбина газовая 86

теплофикационная паровая 386, 387

У

Устройство валоповоротное 153

— запальное 68

— комплексное воздухоочистительное 127

— ГТУ пусковое 145

Ф

Фильтр воздушный 128

Форсунка топливная 68

Х

Характеристика компрессора ГТУ универсальная 49

приведенная 50

— — — статическая 189

Характеристики ГТУ пусковые 149—151

— ПГУ с КУ 367

Хозяйство газовое 134

топливное ТЭС 130

Ц

Цикл Брайтона Ренкина 13, 17

— Карно 11

— Ренкина 323

Ч

Частота вращения компрессора приведенная 49

— физическая 48

Число пусков ГТУ 171

Ш

Шум в ГТУ 127

Шумоглушитель 127

Э

Электрогенератор ГТУ 234

Элемент топливный 542

Энергоблок 494

Эрозия элементов ГТУ 177

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	5
Часть первая. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ	
<i>Глава первая. Тепловые схемы, термодинамические циклы и характеристики газотурбинных установок</i>	23
1.1. Энергетические ГТУ с разомкнутым циклом	23
1.2. Характеристики термодинамических циклов ГТУ и их анализ	27
<i>Глава вторая. Осевые компрессоры энергетических газотурбинных установок</i>	39
2.1. Конструктивная схема осевого компрессора. Многоступенчатые компрессоры	39
2.2. Характеристики многоступенчатых осевых компрессоров. Режимы работы	48
<i>Глава третья. Камеры сгорания энергетических ГТУ</i>	54
3.1. Виды сжигаемых в камере сгорания ГТУ топлив. Назначение и основные характеристики камер сгорания ГТУ	54
3.2. Типы камеры сгорания и их конструктивные схемы. Особенности сжигания топлива	62
3.3. Тепловой расчет камеры сгорания энергетической ГТУ	81
3.4. Камеры дожигания топлива в среде выходных газов ГТУ	84
<i>Глава четвертая. Газовые турбины энергетических ГТУ</i>	86
4.1. Конструктивные схемы энергетических ГТУ и начальные параметры газов газовых турбин	86
4.2. Проточная часть и элементы конструкции газовой турбины	95
4.3. Охлаждение газовых турбин	104
<i>Глава пятая. Эксплуатация энергетических газотурбинных установок</i>	120
5.1. Основные сведения	120
5.2. Блочные системы энергетических ГТУ	120
5.3. Общестанционные системы газотурбинных электростанций	130
5.3.1. Топливное хозяйство	130
5.3.2. Техническое водоснабжение	143
5.3.3. Противопожарная система	144
5.4. Пуск энергетических ГТУ	145
5.5. Останов энергетических ГТУ	154
5.6. Опыт эксплуатации энергетических ГТУ в энергосистеме ОАО «Мосэнерго» и их эксплуатационные показатели	155
5.7. Мировой опыт технического обслуживания и эксплуатации энергетических ГТУ	168
5.8. Определение выбросов вредных веществ с выходными газами энергетических ГТУ	184

Глава шестая. Переменные режимы работы энергетических ГТУ	189
6.1. Статические характеристики энергетических ГТУ	189
6.2. Расчет тепловой схемы энергетических ГТУ в нерасчетном режиме (основные положения)	191
6.3. Способы регулирования нагрузки энергетических ГТУ	196
6.4. Влияние параметров наружного воздуха на характеристики энергетических ГТУ	199
6.5. Стабилизация температуры воздуха, поступающего в компрессор энергетической ГТУ	205
6.6. Впрыск воды/пара в энергетические ГТУ	208
6.7. Системы автоматического регулирования и управления работой энергетических ГТУ	212
Глава седьмая. Особенности конструкций и характеристик отечественных и зарубежных энергетических ГТУ	224
7.1. Определение энергетических показателей ГТУ электростанций по заводским характеристикам	224
7.2. Типоразмеры и характеристики отечественных энергетических ГТУ	226
7.2.1. Газотурбинные установки	226
7.2.2. Электрические генераторы для ГТУ	234
7.2.3. Компоновки отечественных ГТУ	235
7.2.4. Сравнение отечественных и зарубежных ГТУ	235
7.3. Типоразмеры и характеристики зарубежных энергетических ГТУ	236
7.3.1. Энергетические ГТУ фирмы Siemens (Германия)	237
7.3.2. Энергетические ГТУ фирмы ABB (Швейцария, Германия, Швеция)	242
7.3.3. Энергетические ГТУ фирмы General Electric (США)	247
7.3.4. Энергетические ГТУ фирмы Westinghouse (США)	249
7.3.5. Энергетические ГТУ фирмы Alstom (Великобритания)	254
7.4. Компоновка главного корпуса газотурбинной электростанции	261
7.5. Применение авиационных и судовых газотурбинных двигателей при создании энергетических ГТУ	264
Часть вторая. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ	
Глава восьмая. Парогазовые установки с котлом-утилизатором	271
8.1. Тепловые схемы и показатели ПГУ с котлом-утилизатором	271
8.2. Котлы-утилизаторы в тепловой схеме ПГУ	287
8.2.1. Конструктивные схемы КУ	287
8.2.2. Тепловой расчет и особенности работы КУ в схеме ПГУ	299
8.2.3. Характеристики КУ и особенности их работы в схеме ПГУ	312
8.3. Паротурбинные установки в тепловой схеме ПГУ	320
8.4. Энергетические показатели ПГУ с КУ	333
8.5. Оптимизация показателей ПГУ с КУ	340
8.5.1. Парогазовая установка с одноконтурным КУ	340
8.5.2. Парогазовая установка с двухконтурным КУ	349
8.6. Регулирование нагрузки парогазовых установок с котлом-утилизатором	359
8.6.1. Способы регулирования электрической нагрузки ПГУ	359
8.6.2. Маневренность энергетических ПГУ с КУ. Пусковые схемы и характеристики пусковых операций	363

8.7. Автоматизированные системы управления тепловыми процессами ПГУ с КУ	369
8.8. Проектирование ПГУ с КУ	372
8.9. Техническое водоснабжение на электростанциях с ПГУ	377
Глава девятая. Комбинирование и выработка электроэнергии и теплоты на паровых установках с котлом-утилизатором. Паровые теплоэлектроцентрали	382
9.1. Основные положения	382
9.2. Классификация тепловых схем паровых теплоэлектроцентралей с КУ ...	385
9.3. Показатели тепловой экономичности ПГУ-ТЭЦ с КУ	389
9.4. Затраты энергии на собственные нужды на ПГУ-ТЭЦ	394
9.5. Основные положения методики расчета тепловой схемы ПГУ-ТЭЦ с КУ ...	401
9.6. Анализ режимов работы ПГУ-ТЭЦ с КУ	407
9.7. Годовые показатели ПГУ-ТЭЦ	412
9.8. Дожигание топлива в КУ ПГУ-ТЭЦ	420
Глава десятая. Газотурбинные теплоэлектроцентрали	432
10.1. Тепловые схемы и показатели экономичности газотурбинных теплоэлектроцентралей	432
10.2. Энергетические показатели ГТУ-ТЭЦ	441
10.3. Основные положения расчета тепловой схемы ГТУ-ТЭЦ	446
10.4. Регулирование отпуска теплоты на ГТУ-ТЭЦ	453
10.5. Использование диаграммы режимов работы энергетического модуля «ГТУ—КУ (ГВТО)» ГТУ-ТЭЦ на стадии ее проектирования	463
10.5.1. Основы построения диаграмм режимов работы энергетического модуля ГТУ-ТЭЦ	463
10.5.2. Пример построения и использования диаграммы режимов работы энергетического модуля ГТУ-ТЭЦ	466
10.6. Использование ГТУ для надстройки теплофикационных систем	470
10.7. Энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания	480
Глава одиннадцатая. Паровая технология на пылеугольных электростанциях	488
11.1. Паровые установки пылеугольных ТЭС с параллельной схемой работы.	488
11.1.1. Тепловые схемы ПГУ	488
11.1.2. Показатели тепловой экономичности ПГУ с параллельной схемой работы	494
11.1.3. Оптимизация тепловой схемы паровых установок с параллельной схемой работы	497
11.1.4. Эксплуатация ПГУ с параллельной схемой работы	503
11.2. Паровые установки с полувисимой схемой работы	505
11.3. Паровые установки сбросного типа	509
11.3.1. Особенности тепловых схем ПГУ сбросного типа	509
11.3.2. Показатели тепловой экономичности ПГУ сбросного типа	511
11.3.3. Тепловые схемы пылеугольных ПГУ сбросного типа	516
11.3.4. Газомазутные ПГУ сбросного типа	527
11.4. Паровые установки с газификацией угля	533
11.5. Паровые установки со сжиганием угля в кипящем слое	538

Заключение	541
Приложения	555
Приложение 1. Перечень энергоблоков в РАО «ЕЭС России» по «топливному» признаку	555
Приложение 2. Использование органического топлива, %, на энергоблоках РАО «ЕЭС России»	555
Приложение 3. Эксплуатационные характеристики выбросов с выходными газами энергетической ГТУ	556
Приложение 4. Схема масляной системы энергетической ГТУ «Тайфун» (Alstom)	557
Приложение 5. Схема системы гидравлического пуска энергетической ГТУ «Тайфун» и воздействия на входной направляющий аппарат установки (Alstom)	558
Приложение 6. Схема подключения дожимного компрессора в систему топливоподачи природного газа энергетической ГТУ «Tornado» (Alstom)	559
Приложение 7. Разрез газотурбинного двигателя «Tempest» (Alstom)	560
Приложение 8. Общий вид энергетической ГТУ типа V.94.3A (Siemens)	561
Приложение 9. Ротор осевого компрессора энергетической ГТУ серии «3A» (Siemens)	562
Приложение 10. Рабочая (а) и сопловая (б) лопатки газовой турбины ГТУ серии «3A» с пленочным охлаждением (Siemens)	563
Приложение 11. Энергетическая газотурбинная установка «Водолей»	564
Приложение 12. Основные технические требования при проектировании современной энергетической ГТУ	565
Приложение 13. Газодинамическая характеристика осевого компрессора ГТУ типа ГТЭ-45-У	568
Список литературы	571
Предметный указатель	573